

André Schumann

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Erfassung und  
Bewertung des Energiebedarfs von elektrischen und pneumatischen  
Antrieben der Firma SITEC Industrietechnologie GmbH

# BACHELORARBEIT

HOCHSCHULE MITTWEIDA

---

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fakultät Maschinenbau Fachbereich Konstruktion

Mittweida, 2010

André Schumann

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Erfassung und  
Bewertung des Energiebedarfs von elektrischen und pneumatischen  
Antrieben der Firma SITEC Industrietechnologie GmbH

eingereicht als

# BACHELORARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

---

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fakultät Maschinenbau Fachbereich Konstruktion

Mittweida, 2010

Erstprüfer:	Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Reglich
Zweitprüfer:	Dr.-Ing. Katrin Herold

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

## **Bibliografischer Nachweis**

Schumann, André:

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Erfassung und Bewertung des Energiebedarfs von elektrischen und pneumatischen Antrieben der Firma SITEC Industrietechnologie GmbH

Bachelorarbeit an der Fakultät für Maschinenbau/Feinwerktechnik der Hochschule Mittweida, Fachgruppe Konstruktion, Mittweida, 2010

97 Seiten, 25 Abbildungen, 8 Tabellen, 3 Anlagen, 11 Quellen

## **Kurzreferat**

Die vorliegende Bachelorarbeit beinhaltet theoretische und praktische Untersuchungen zur Abschätzung und Optimierung der Energieeffizienz komplexer Montageanlagen unter Berücksichtigung der unternehmensspezifischen Randbedingungen der SITEC Industrietechnologie GmbH.

Dabei wird speziell auf die energetischen Unterschiede zwischen elektrischen und pneumatischen Antriebskonzepten eingegangen. Außerdem werden Zweckmäßigkeit und Realisierbarkeit steuerungstechnischer Optimierungsmöglichkeiten untersucht und bewertet. Ziel der Arbeit ist, bestmögliche Aussagen über den tatsächlichen Energiebedarf bestehender Montageanlagen tätigen zu können und ein Verfahren zu entwickeln, das den Energiebedarf für zukünftige Anlagen bereits in der Planungs- und Konzeptfindungsphase berücksichtigt.

## Inhaltsverzeichnis

<b>Bibliografischer Nachweis.....</b>	<b>I</b>
<b>Kurzreferat.....</b>	<b>I</b>
<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>II</b>
<b>Kurzzeichenverzeichnis.....</b>	<b>IV</b>
<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>VII</b>
<b>1. Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2. Analyse und Abgrenzung der Aufgabenstellung .....</b>	<b>4</b>
<b>3. Grundlagen.....</b>	<b>5</b>
3.1. Kostenmanagement.....	5
3.1.1. Grundgedanke der Abrechnungsmethode.....	5
3.1.2. Anwendung von LCC in der Praxis .....	7
3.2. Berechnung elektrischer und pneumatischer Antriebe .....	8
3.2.1. Modellbildung und Versuchsdesign .....	8
3.2.2. Bewegungsprofil .....	10
3.2.3. Ermittlung der zur Bewegung benötigten Leistung.....	13
3.3. Messtechnik .....	24
3.3.1. Elektrische Leistungsmessungen .....	24
3.3.2. Durchfluss- und Verbrauchsmessung .....	26
<b>4. Spezifikation der Lösung.....</b>	<b>30</b>
4.1. Vorstellung Versuchsstand für experimentelle Untersuchungen.....	30
4.2. Durchführung der Messungen .....	33
4.3. Ansteuerung der Antriebe .....	35
<b>5. Ergebnisse.....</b>	<b>38</b>
5.1. Bestimmung der Leerlaufleistung.....	38
5.2. Einfluss der Positionierzeit auf den Energiebedarf.....	40
5.2.1. Elektrische Antriebe .....	40
5.2.2. Servopneumatische Antriebe .....	43
5.2.3. Drosselgeregelte pneumatische Antriebe.....	46
5.3. Einfluss der Masse auf den Energiebedarf .....	48
5.4. Einfluss der Beschleunigung auf den Energiebedarf.....	50

---

5.5.	Vergleich Betriebskosten elektrische und pneumatische Antriebe.....	52
<b>6.</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>56</b>
<b>7.</b>	<b>Ausblick .....</b>	<b>59</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>60</b>
	<b>Anlagenverzeichnis .....</b>	<b>61</b>
	<b>Selbstständigkeitserklärung.....</b>	<b>VIII</b>

## Kurzzeichenverzeichnis

Kurzzeichen	Benennung
$t$	Positionierzeit
$s$	Verfahrweg
$a$	Beschleunigung
$t_c$	Dauer der Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit
$t_{a1}$	Zeit für Beschleunigung und Verfahren
$t_{a2}$	Dauer des Beschleunigungsvorganges
$v_c$	Konstante Geschwindigkeit
$\Delta n$	Drehzahländerung
$i_G$	Faktor der Getriebeübersetzung
$p$	Vorschubkonstante der Lineareinheit
$J_{Masse}$	Massenträgheitsmoment der bewegten Teile
$m_L$	Masse des Werkstückes
$m_z$	eventuell vorhandene zusätzliche Masse
$m_S$	Masse des Schlittens der Lineareinheit
$F_{Leer}$	Leerlaufkraft der Lineareinheiten aufgrund des Leerlaufmomentes
$M_{Leer}$	Leerlaufmoment der Lineareinheiten (Herstellerangabe)
$F_{ab}$	Hangabtriebskraft bei geneigter Einbaulage
$\alpha$	Einbauwinkel der Lineareinheit zur Horizontalen
$g$	Erdbeschleunigung
$F_W$	Widerstandskraft
$M_{Last}$	Lastmoment

$\eta_G$	Wirkungsgrad des Getriebes
$\eta_{Arb}$	Wirkungsgrad der Arbeitsmaschine
$M_B$	Beschleunigungsmoment
$J_{Motor}$	Massenträgheitsmoment des Motors
$J_{Getrieb}$	Massenträgheitsmoment des Getriebes
$J_{Arb}$	Massenträgheitsmoment der Arbeitsmaschine
$M_{max}$	Maximalmoment
$M_{eff}$	Effektivmoment
$n_{Mittel}$	mittlere Drehzahl während des Arbeitstaktes
$S$	Sicherheitsfaktor
$M_{Nenn}$	Nennmoment des Motors
$P_M$	mechanische Maximalleistung
$P_L$	benötigte Leistung bei gleichförmiger Bewegung
$P_{\ddot{a}qu}$	Äquivalenzleistung für die gesamte Bewegung
$\eta_M$	Motorwirkungsgrad
$BS$	Anzahl der Betriebsstunden pro Tag
$AT$	Anzahl der Arbeitstage pro Jahr
$SP$	Strompreis pro KWh
$V_{aus\_N}$	Normvolumen an Druckluft bei der Ausfahrt um s
$A_{aus}$	Kolbenfläche des Pneumatikzylinders
$p_B$	Betriebsdruck der Druckluftanlage
$p_0$	Normdruck nach ISO 6358
$T_B$	Temperatur der Druckluft während des Betriebs
$T_0$	Normtemperatur nach ISO 6358
$A_{aus}$	Kolbenfläche des Pneumatikzylinders
$p_B$	Betriebsdruck der Druckluftanlage
$p_0$	Normdruck nach ISO 6358
$T_B$	Temperatur der Druckluft während des Betriebs
$T_0$	Normtemperatur nach ISO 6358
$V_{ges\_h}$	Druckluftverbrauch pro Stunde
$V_{aus}$	Volumen des Pneumatikzylinders bei der Ausfahrt

---

$V_{Schl}$	Schluckvolumen der Verschlauchung
$n$	Anzahl der Arbeitstakte pro Stunde
$V_{ges,a}$	Druckluftverbrauch pro Jahr
$\dot{V}_{Kn}$	Genormte effektive Liefermenge des Kompressors
$P_K$	zur Bereitstellung der effektiven Liefermenge benötigten Leistung
$n_p$	Polytropenexponent für polytrope Zustandsänderung
$\kappa$	Isentropenexponent für Luft
$p_1$	Druck der angesaugten Umgebungsluft
$\eta_K$	Wirkungsgrad des antreibenden Elektromotors
$p_{B,K}$	vom Kompressor zu erzeugender Betriebsdruck
$\dot{Q}$	während der Verdichtung entstehender Wärmestrom
$V_{ab}$	Verlust durch Abwärme
$P_{spez}$	Spezifische Leistung zur Erzeugung eines m <sup>3</sup> Druckluft
$J_A$	Massenträgheitsmoment der gesamten Achse
$J_0$	translatorisches Trägheitsmoment
$J_W$	Trägheitsmoment der Riemenscheiben
$J_H$	Trägheitsmoment pro Meter Hub
$J_L$	Trägheitsmoment pro Kilogramm Nutzlast



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Energienutzen bei der Druckluftherzeugung [1] .....	1
Abbildung 1.2: Tendenz der Investitionen in Energieeffizienz [3] .....	2
Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Life Cycle Costs [5] .....	6
Abbildung 3.2: Auswahl einiger Referenzen der SITEC Industrietechnologie GmbH.....	9
Abbildung 3.3: Bewegungsverläufe elektrischer und pneumatischer Antriebe .....	11
Abbildung 3.4: Kennlinie BSH 0551T mit Arbeitspunkten .....	18
Abbildung 3.5: Fluke Power Logger 1735 mit Zubehör [7] .....	24
Abbildung 3.6: Fluke Power Log-Software.....	26
Abbildung 3.8: Messung mit erhöhter Messrate mit der Rectus Software .....	29
Abbildung 4.1: Prüfstand für experimentelle Untersuchungen .....	30
Abbildung 4.2: Messstelle zur Ermittlung der Aufnahmeleistung .....	33
Abbildung 4.3: Messdüse des RT02 in eingebautem Zustand.....	34
Abbildung 4.4: SPS S7 300 von Siemens.....	35
Abbildung 4.5: Endlagenregler SPC11 .....	36
Abbildung 4.6: Lexium 05 mit Inbetriebnahmesoftware Lexium CT .....	37
Abbildung 5.1: Messung der Leerlaufleistung .....	39
Abbildung 5.2: Bewegung und Leistung bei 0,9 s und 1,6 kg.....	41
Abbildung 5.3: Bewegung und Leistung bei 6,2 s und 1,6 kg.....	42
Abbildung 5.4: Durchfluss und Leistung bei 0,9 s und 1,6 kg .....	43
Abbildung 5.5: Näherung zur Berechnung des Druckluftverbrauchs.....	44
Abbildung 5.6: Bewegung und Leistung bei 0,9 s und 20,5 kg.....	49
Abbildung 5.7: Abweichung zwischen berechneter und gemessener Leistung.....	49
Abbildung 5.8: Leistung und Energie in Abhängigkeit der Beschleunigung .....	51
Abbildung 5.9: Kostenverläufe der Linearantriebe .....	52
Abbildung 5.10: SITEC Laserbearbeitungszentrum LS64 .....	54
Abbildung 5.11: Energieaufnahme LS64 .....	55
Abbildung 6.1: Abhängigkeit der Energie von Masse und Zeit .....	57
Abbildung 6.2: Abhängigkeit der Energie von Masse und Beschleunigung .....	57

## 1. Einleitung

Komprimierte Luft als unterstützendes Medium zur Verrichtung von Arbeit und zur Umsetzung von Bewegungen in unterschiedlichen Apparaten und Vorrichtungen ist einer der ältesten vom Menschen genutzten Energieträger. Luft lässt sich auf verschiedenste Arten verdichten und kann in diesem Zustand nahezu verlustfrei gespeichert werden. Druckluftanlagen bieten daher den Vorteil einer zentralen Energieversorgung für eine Vielzahl von Endgeräten, die eine große Leistungsdichte aufweisen und erheblich robuster als beispielsweise Elektrogeräte sind. Weiterhin verursachen Pneumatikkomponenten aufgrund ihrer einfachen und wirkungsvollen Bauweise deutlich geringere Anschaffungskosten als vergleichbare elektrisch angetriebene Geräte und finden daher breite industrielle Anwendung. Moderne Pneumatikantriebe sind aufgrund ausgereifter speicherprogrammierbarer Steuerungen mittlerweile in der Lage, Handling- und Positionierungsaufgaben zu übernehmen, die aufgrund ihrer Anforderungen an Fahrprofil und Anzahl der Zwischenpositionen bislang elektrischen Antrieben vorbehalten waren.

Allerdings ist Druckluft das teuerste industriell genutzte Medium. Bei der stark verlustbehafteten Kompression von Luft wird der mit Abstand größte Teil der eingesetzten elektrischen Energie in Wärme umgewandelt und kann bestenfalls durch Wärmerückgewinnung zum Beheizen der Produktionshalle genutzt werden.

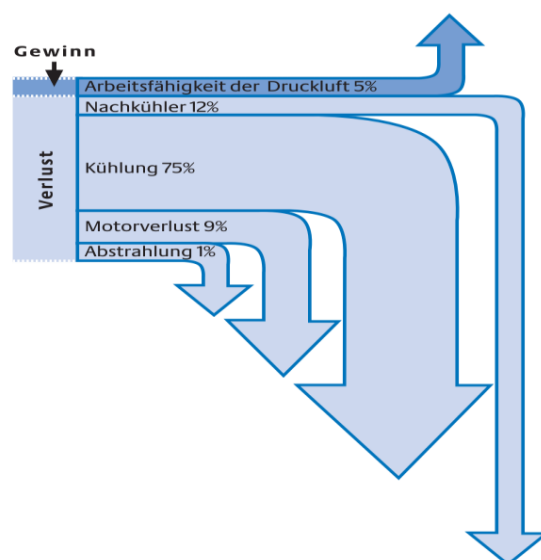
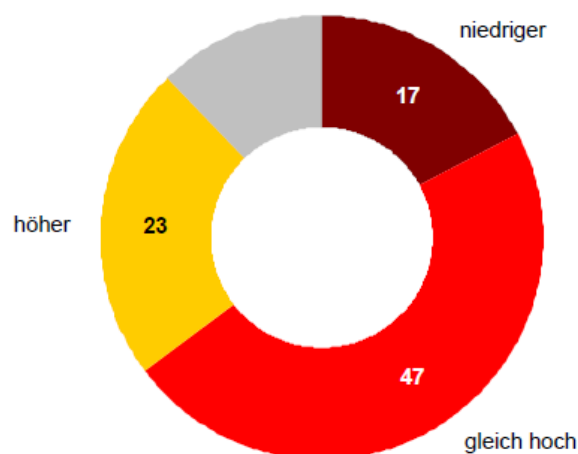


Abbildung 1.1: Energienutzen bei der Druckluftherzeugung [1]

Allein die circa 62.000 in der deutschen Industrie betriebenen Anlagen zur Drucklufterzeugung benötigen jährlich 14 Milliarden kWh Strom. Dies entspricht der jährlichen Ausbringungsmenge von vier Kohlekraftwerken oder dem gesamten Fahrstrombedarf der Deutschen Bahn [2]. Zur stark ineffizienten Herstellung der Druckluft kommen zahlreiche weitere Verluste beim Transport des Energieträgers zum Einsatzort und bei nicht bedarfsgerechter Leistungsregelung der Verdichter. Viele Unternehmen haben das Einsparpotenzial an Betriebskosten ihrer Druckluftanlagen bereits erkannt und setzen auf Maßnahmen, die die Effizienz ihrer Produktionsanlagen erhöhen.

Laut Umfrage der dena (Deutsche Energie-Agentur GmbH) im Rahmen der Initiative Energieeffizienz ist das Interesse an energieeffizienten Produktionslösungen in deutschen Industrieunternehmen trotz derzeitig noch spürbaren Folgen der Wirtschaftskrise unvermindert hoch. Der Stellenwert von Energieeffizienz ist während der Krise in fast jedem dritten Unternehmen sogar gestiegen. Demnach wollen über 60 % der Unternehmen nach der Krise in Energieeffizienz investieren (vgl. Abbildung 1.2) [3].

**Werden die Investitionen niedriger, gleich hoch oder höher ausfallen als vor der Wirtschaftskrise?**



Basis: Unternehmen, die [sehr] wahrscheinlich nach der Wirtschaftskrise investieren werden (n=293) | Angaben in Prozent

weiß nicht/ keine Angabe ■

Abbildung 1.2: Tendenz der Investitionen in Energieeffizienz [3]

Das bedeutet für Maschinen- und Anlagenbauer, dass Ihre Kunden perspektivisch nicht mehr ausschließlich auf die Ausbringungsmenge und Anschaffungskosten fixiert sind, sondern dass vermehrt die Nachfrage nach besonders effizienten Anlagen steigen wird. Denn die monatlich anfallenden Betriebskosten fallen bei Montageanlagen weit mehr ins Gewicht als der einmalige Anschaffungspreis. Angaben zu den Lebenszykluskosten nehmen daher einen immer größer werdenden Stellenwert ein. Dies führt wiederum dazu, dass teure, aber effektivere Servoantriebe auch für Bewegungen geringeren Anspruchs für den Endverbraucher interessant werden, weil sich die höheren Anschaffungskosten meist nach wenigen Jahren amortisieren. Langfristig könnte so womöglich die Installation beziehungsweise der Betrieb und die aufwendige Wartung einer Druckluftstation gänzlich eingespart werden.

## 2. Analyse und Abgrenzung der Aufgabenstellung

Die SITEC Industrietechnologie GmbH in Chemnitz ist ein Sondermaschinenbauer der sich auf die Fertigung hochkomplexer und innovativer Montageanlagen spezialisiert hat. Zum Kundenkreis des Unternehmens gehören namhafte Hersteller aus dem Automobilbau mit besonders hohen Ansprüchen an Produktivität und Wirtschaftlichkeit ihrer Anlagen [4]. Im hart umkämpften Automotivbereich müssen Produkte und deren Preise punktgenau positioniert werden. Dementsprechend benötigt der Produzent möglichst detaillierte Informationen über die Herstellungskosten seiner Produkte und damit einhergehend die Betriebskosten seiner Produktionsanlagen. Dabei treten Kostenmanagement-Methoden wie Life Cycle Costing (LCC) immer stärker in den Vordergrund. Dem potentiellen Käufer einer Montageanlage genügt in absehbarer Zeit nicht mehr nur zu wissen, mit wie viel Ampere die Anlage für den Betrieb abzusichern ist, sondern mit welchen Kosten er pro Monat bzw. pro erzeugtem Gut zu rechnen hat. Ziel dieser Arbeit ist die Analyse der Effizienz häufig verwendeter Komponenten in SITEC Montageanlagen. Das größte Optimierungspotential der Anlagen steckt dabei offensichtlich in den Nebenprozessen wie etwa Transport- und Positionierbewegungen. Die Hauptprozesse der jeweiligen Module bieten hingegen kaum Möglichkeiten der Effizienzsteigerung und werden daher in dieser Arbeit nicht näher betrachtet. So besteht beispielsweise beim Laserschweißen oder -bohren keine funktionale Alternative zur energieintensiven Laserquelle. Die Aufgabenstellung beschränkt sich also auf lineare Zustellbewegungen elektrischer und pneumatischer Achsen. Dabei soll besonders auf den Vergleich der Kosten beider Antriebslösungen eingegangen werden. In den folgenden Kapiteln werden zu diesem Zweck theoretische und experimentelle Untersuchungen angestellt, die Aufschluss über das Verhältnis der Anschaffungs- und Betriebskosten einzelner Bauteile geben sollen. Bereits die Vorbetrachtungen zur Arbeit zeigten, dass eine Untersuchung verbauter Komponenten vorhandener Montageanlagen keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern kann. Aus diesem Grund wird die Einrichtung eines Demonstrators angestrebt, der einen direkten Vergleich verschiedener Achskonzepte unter identischen Betriebsbedingungen möglich macht. Die Ergebnisse der Versuche werden anschließend ausgewertet und mit den zuvor theoretisch ermittelten Werten verglichen. Die gewonnenen Erkenntnisse sollen im Ergebnis der Arbeit konkrete Aussagen über den wirtschaftlich sinnvollen Einsatz elektrischer und pneumatischer Linearachsen ermöglichen.

## 3. Grundlagen

### 3.1. Kostenmanagement

#### 3.1.1. Grundgedanke der Abrechnungsmethode

In der Einleitung wurde bereits auf die zunehmende Bedeutung der lebenszyklusumfassenden Kostenmanagement-Methoden in der Industrie hingewiesen. Die industriell relevantesten Ausprägungen dieser Abrechnungsverfahren sind die Total Cost of Ownership (TCO) und Life Cycle Costing (LCC). Die Motivation dieses operativen Controllings ist die Identifikation bekannter und versteckter Kostentreiber bereits vor der Investitionsentscheidung. Das TCO-Verfahren wurde in den späten 80er Jahren von einer Unternehmensberatung entwickelt, um ursprünglich die Kosten eines Arbeitsplatzes in der Informations- und Kommunikationstechnik (IKT) zu ermitteln. Im Laufe der Zeit haben sich auf Grundlage dieses Konzeptes auch in anderen Branchen Ansätze herausgebildet, die, bedingt durch die große technische und organisatorische Vielfalt der jeweiligen Sparten, viele unterschiedliche Modelle und Berechnungsansätze zum Ergebnis hatten.

Aus dem TCO-Konzept entwickelte sich so der Begriff der Life Cycle Costing für Investitionsgüter in der Industrie. Im Gegensatz zur TCO-Betrachtung, die bei kleineren Anschaffungen wie Computern, Software oder Verbrauchsgegenständen Verwendung findet, treten hierbei die Transaktionskosten des Gutes in den Hintergrund, da die Betriebs- und Anschaffungskosten einer Produktionsanlage um ein Vielfaches höher sind. Da noch keine verbindlichen Vorschriften oder Normungen für Kostenmanagement-Verfahren, die einen Vergleich aufgrund TCO oder LCC ermöglichen, existieren, wird für die vorliegenden Arbeit die VDI-Richtlinie 2884 [5] als Grundlage der LCC-Betrachtung gewählt. Interessenskonflikte ergeben sich bei diesem Modell aus den verschiedenen Perspektiven von Produzent und Kunde. So muss der Produzent sämtliche eigene Kosten von der Produktidee, über die Entwicklung und Fertigung bis hin zu den späteren Kosten des Kunden berücksichtigen. Wohingegen der Kunde meist lediglich an den für ihn anfallenden Anschaffungs-, Betriebs- und Entsorgungskosten des Investitionsgutes interessiert ist (vgl. Abbildung 3.1).

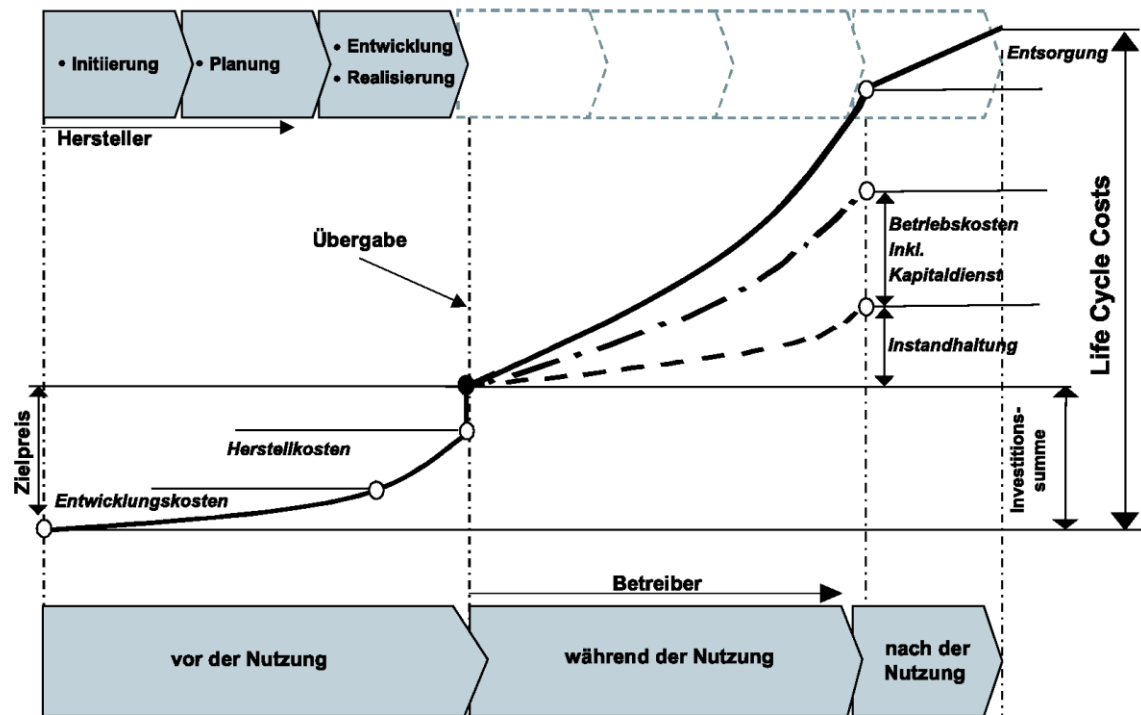


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Life Cycle Costs [5]

Genau hier kann eine Lebenszyklusbetrachtung aus Sicht des Betreibers zur Auswahl zwischen zwei alternativen Produktionsmitteln von größtem Vorteil sein. Mit einer bereits in der Entwicklungsphase beginnenden Kundenorientierung, also noch vor der Realisierung, bietet sich dem Hersteller die Möglichkeit, dem Kunden durch gezieltes Marketing, die höheren Entwicklungs- und Fertigungskosten zu rechtfertigen. So können ihm die ökonomischen und ökologischen Vorteile eines in der Anschaffung hochwertigeren Produktes näher gebracht werden, dass sich aufgrund geringerer Betriebskosten nach kurzer Zeit amortisiert und so während der Nutzung zu einer größeren Gewinnspanne führt, als ein vergleichsweise günstigeres Produktionsgut.

Im Idealfall stellt sich so eine klassische Win-Win-Situation ein, bei der der Produzent seinen Umsatz durch einen höheren Verkaufspreis steigert und nebenbei die Möglichkeit erhält, sein firmeneigenes Know-How auszuschöpfen und sich mit einem technologisch und qualitativ hochwertigeren Produkt am Markt zu positionieren. Der Kunde profitiert finanziell spätestens ab dem so genannten Trade-Off-Zeitpunkt von der Investition, bei dem die höheren Anschaffungskosten durch die niedrigeren Folgekosten ausgeglichen werden. Zusätzlich

senken längere Herstellergarantien die zu kalkulierenden Instandhaltungs- und Ausfallkosten der hochwertigen Produktionsanlage während der Nutzung. Bereits ab dem Zeitpunkt der Inbetriebnahme kann der Kunde jedoch mit innovativen und ressourcenschonenden Produktionsanlagen für sein Unternehmen werben und so ein öffentlichkeitswirksames „grünes Image“ fördern.

### 3.1.2. Anwendung von LCC in der Praxis

Um alternative Angebote hinsichtlich ihrer Gesamtkosten beurteilen zu können, bedarf es in der betrieblichen Praxis einer Reihe technischer Aspekte und Leistungsgrößen. Diese werden in der Regel in Zusammenarbeit von Produzent und Käufer im Pflichtenheft zusammengefasst. Zusätzlich bedarf es aber noch der Ermittlung oder Abschätzung einiger Systemeigenschaften, die den Kostenverlauf in der Nutzungsphase in erheblichem Maße beeinflussen können. In Anlage 1 wurde auf Grundlage der VDI-Richtlinie 2884 eine für die SITEC zugeschnittene Übersicht entwickelt, die den Anwender bei der Durchführung von Life Cycle Costing unterstützen soll. Der Aufwand einer LCC-Betrachtung wächst im Allgemeinen mit der Anzahl der zu berücksichtigenden Kostenarten und Kriterien. Daher sollte vor jeder Kalkulation explizit überprüft werden, welche Faktoren in welchem Umfang zu berücksichtigen sind.

Einige Systemeigenschaften lassen sich, wie bereits erwähnt, nicht punktgenau im Voraus bestimmen. So kann beispielsweise die Höhe der Instandhaltungskosten unter Berücksichtigung der Instandhaltungsstrategie lediglich prognostiziert werden. Dabei hängt die optimale Wartungsstrategie von den Bedürfnissen und Anforderungen des Kunden und dem Leistungsvermögen des Herstellers ab. Da die Instandhaltungsstrategie unter Umständen direkten Einfluss auf die zugestandenen Garantieleistungen des Produzenten hat, ist auch hier eine Zusammenarbeit von Kunde und Hersteller erforderlich. Aus betriebswirtschaftlicher Sicht sind präventive Instandhaltungsstrategien mit periodisch geplanten Wartungen eindeutig sicherer zu kalkulieren als korrektive Maßnahmen. Als Vorleistung des Kunden kann die Beschreibung der jeweils vorherrschenden Einsatzbedingungen, die von Nutzungshäufigkeit und –intensität, sowie dem Umfeld und Umweltbedingungen des Einsatzortes abhängig sind, betrachtet werden. Auch sie haben großen Einfluss auf die geplante Nutzungsdauer und dementsprechend auf die zu erwartenden Betriebskosten. Trotz fundierter Aufstellung und



Abwägung aller relevanten Faktoren, hat die LCC-Betrachtung prognostischen Charakter und ist prinzipiell mit Unsicherheiten behaftet. Der Hersteller sollte daher bei seiner Kalkulation auf Erfahrungswerte zurückgreifen, um einer grundsätzlichen Fehleinschätzung fixer Kostenstellen vorzubeugen.

Aus Anlage 1 wird schnell ersichtlich, dass einige Faktoren nicht ohne weiteres aus Statistiken oder anhand von Einkaufspreisen abgeleitet werden können. Besonders die je nach Einsatzbedingung bei Montageanlagen stark variierenden Energiekosten nehmen den mit Abstand größten Teil der Lebenszykluskosten einer Anlage ein und bieten somit auch das größte Potential, die Betriebskosten der Anlagen zu beeinflussen.

### 3.2. Berechnung elektrischer und pneumatischer Antriebe

#### 3.2.1. Modellbildung und Versuchsdesign

Die Höhe der späteren Betriebskosten wird in der Entwicklungs- und Konstruktionsphase am Entscheidendsten beeinflusst. Intelligentes Engineering und vorrausschauendes dimensionieren sind daher von größter Bedeutung. Grundlage jeder ingenieurmäßigen Auslegung ist die Abschätzung der zu erwartenden Belastungen und Anforderungen. Je besser das Belastungsmodell konzipiert ist, desto genauer und sicherer kann die Auslegung des Antriebes erfolgen. Als typische Antriebe für hochdynamische Transport- und Handlingaufgaben werden in SITEC Montageanlagen überwiegend kolbenstangenlose Pneumatikzylinder mit Servosteuerung und elektrisch angetriebene Zahnriemenachsen verbaut. Für Positionieraufgaben, die ein hohes Maß an Wiederholgenauigkeit und Haltekraft erfordern, werden elektromechanische Achsen mit Kugelumlaufspindel verwendet. Laut Aufgabenstellung steht in dieser Arbeit die Analyse der im Betrieb entstehenden Kosten der verschiedenen Antriebsvarianten im Vordergrund. Für die experimentellen Untersuchungen wurden daher Komponenten mit ähnlicher Energiedichte ausgewählt. Alle drei Antriebe sind also in der Lage, eine ähnlich große maximale Kraft bei ähnlichen räumlichen Abmessungen aufzubringen.

Um die verschiedenen Antriebsvarianten objektiv auf ihre Wirtschaftlichkeit hin vergleichen zu können, müssen einheitliche Belastungen definiert werden, die von den Lineareinheiten funktional bewältigt werden können, sie aber trotzdem ausreichend fordern. Die SITEC

Abbildung 3.2 ist eine Auswahl der zu bewegenden Werkstücke dargestellt. Weiterhin werden Lineareinheiten als Werkzeugträger für Laserapplikationen und andere Technologien verwendet, hierbei kommt es besonders auf Präzision und Kraft, weniger auf Dynamik an. Es wird daher eine Abstufung in zwei Belastungsklassen festgelegt, um das breite Spektrum realer Bewegungsabläufe in Montageanlagen abzudecken. Zunächst werden lediglich Zahnriemenachse und Pneumatikzylinder mit Servosteuerung in sehr kurzen Positionierzeiten Massen im Bereich von 4,5 – 19 kg hochdynamisch bewegen, da die Spindelachse bauartbedingt keine Geschwindigkeiten größer 0,5 m/s zulässt. Anschließend werden alle drei Lineareinheiten mit kleineren Geschwindigkeiten von 0,15 – 0,5 m/s verfahren, um eine präzise Positionierung zu simulieren.



Abbildung 3.2: Auswahl einiger Referenzen der SITEC Industrietechnologie GmbH

### 3.2.2. Bewegungsprofil

Moderne elektrische Lineareinheiten werden von stromgeregelten Servo- oder Schrittmotoren angetrieben. Dadurch ist es möglich, dem Antrieb ein genaues Verfahrsprofil zuzuweisen. Zum Transportieren und Handhaben von Werkstücken während des Fertigungsprozesses eignet sich ein trapezförmiger Bewegungsverlauf am besten, da hier gleichmäßig beschleunigt und abgebremst wird. Zur eindeutigen Beschreibung der Bewegung genügt die Angabe des zurückzulegenden Weges, der zur Verfügung stehenden Zeit und der möglichen Beschleunigung. Die Zeiten der Beschleunigungsvorgänge ergeben sich aus der Bewegungsgleichung, die in Formel (3-1) dargestellt ist. Formel (3-2) ergibt die Zeit, in der mit konstanter Geschwindigkeit verfahren wird. Dabei sind  $t_{a1}$  und  $t_{a2}$  die Ergebnisse der quadratischen Gleichung (3-1). Die konstante Geschwindigkeit wird mit Hilfe von Formel (3-3) bestimmt.

$$t_a = \frac{t}{2} \pm \sqrt{\frac{t^2}{4} - \left| \frac{s}{a} \right|} \quad (3-1)$$

$$t_c = t_{a1} - t_{a2} \quad (3-2)$$

$$v_c = t_{a2} \cdot a \quad (3-3)$$

$t$  Positionierzeit

$s$  Fahrweg

$a$  Beschleunigung

$t_c$  Dauer der Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit

$t_{a1}$  Zeit für Beschleunigung und Verfahren

$t_{a2}$  Dauer des Beschleunigungsvorganges

$v_c$  Konstante Geschwindigkeit

Der Bewegungsverlauf pneumatischer Antriebe ist aufgrund der Strömungsvorgänge beim Ein- und Ausfahren nicht so exakt zu steuern wie bei elektrischen. Mit Hilfe von Proportionalwegeventilen oder Drosselschaltungen kann jedoch die gewünschte Fahrzeit genau festgelegt werden. In

Abbildung 3.3 sind die Geschwindigkeitsverläufe einer pneumatischen und einer elektrischen Lineareinheit über der Zeit dargestellt. Hier sind die verschiedenen Charaktere der Bewegungen gut zu erkennen. Die elektrische Achse beschleunigt konstant auf die notwendige Geschwindigkeit, verfährt dann den größten Teil der Bewegung mit eben dieser Geschwindigkeit und bremst zum Ende der Bewegung mit der betragsmäßig gleichen Beschleunigung ab. Als Werte für den Beschleunigungs- und Bremsvorgang werden bei SITEC Montageanlagen standardmäßig  $5 \text{ m/s}^2$  angesetzt. Die Pneumatikachse beschleunigt hingegen ungleichmäßig bis zur erreichbaren Höchstgeschwindigkeit und wird durch das Erzeugen eines Gegendrucks zum Ende der Bewegung abgebremst.

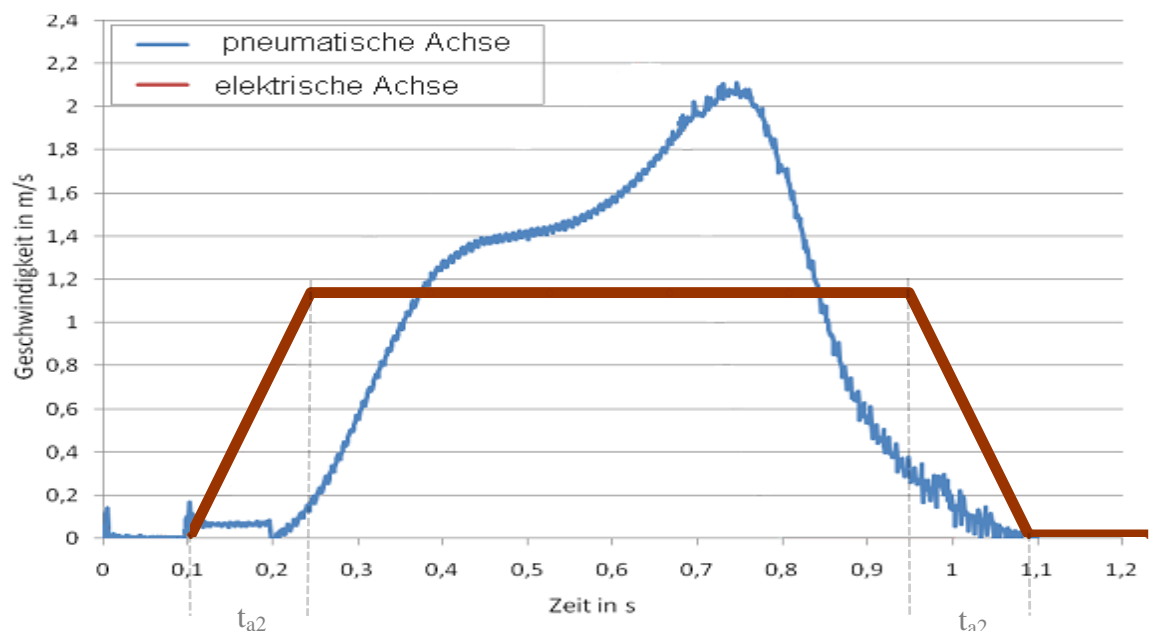


Abbildung 3.3: Bewegungsverläufe elektrischer und pneumatischer Antriebe



Um die beiden Antriebsvarianten energetisch miteinander zu vergleichen, kann sich also nicht auf die Geschwindigkeit bezogen werden, sondern ausschließlich auf die Positionierzeit. Jeder Vergleich der Antriebsvarianten kann aber natürlich immer nur unter den funktionalen Einschränkungen stattfinden, die durch den ungleichmäßigen Bewegungsablauf der pneumatischen Komponenten verursacht werden. Sollte sich im Ergebnis einer Lebenszykluskostenkalkulation die pneumatisch angetriebene Variante aufgrund der geringeren Anschaffungskosten wirtschaftlicher erweisen als elektrische Antriebe, dann muss vor Einsatz der Pneumatikkomponente geprüft werden, ob diese den Anforderungen der zu

bewältigenden Aufgabe gewachsen ist. In Tabelle 3.1 sind die spezifischen Vorteile der jeweiligen Antriebskonzepte gegenübergestellt. Außerdem werden in Tabelle 3.2 die beiden Varianten des Handlingsystems EDP der Firma e.p.s. elektropneumatische Systeme GmbH miteinander verglichen. Das rein pneumatisch angetriebene EDP standard wird bereits seit 1997 für Pick and Place-Aufgaben im Sekundentakt verwendet und hat sich durch seine Funktionalität und einfache Bedienbarkeit am Markt etabliert. Das neuentwickelte EDP mini bietet bei ähnlicher Baugröße allerdings erheblich mehr Dynamik, Genauigkeit und Effizienz.

Tabelle 3.1: Argumente für elektrische bzw. pneumatische Systeme [6]

<b>Pneumatische Systeme</b>	<b>Elektrische Systeme</b>
Geringere Investition	Hohe Flexibilität
Bekannte Technik	Hohe Dynamik
Weniger Qualifizierung erforderlich	Hohe Genauigkeit
	Sichere Prozesse mit Prüfung bei der Montage
	Geringer Geräuschpegel
	Wenig Schwingungen im System
	Geringere Wartungskosten
	Hohe Wiederverwendbarkeit
	Geringere Lagerhaltung

Tabelle 3.2: Vergleich der beiden EDP-Variationen [6]

EDP standard	EDP mini elektrisch
	
Antriebe: pneumatisch	Antriebe: elektrisch
Y: Zylinder d=25 mm	Y: Linearmotor d=23 mm
Hub 100 mm	Hub 100 mm
Kraft: 280 N bei 6 bar	Spitzenkraft: 137 N
Z: Zylinder d=20 mm	Z: Linearmotor d= 23 mm
Hub 50 mm	Hub 50 mm
Kraft 180 N bei 6 bar	Spitzenkraft 90 N bei 6 bar
Greifer: pneumatisch	Greifer: pneumatisch
System: Zykluszeit: ab 0,8 Sekunden inklusive greifen	System: Zykluszeit: ab 0,5 Sekunden inklusive greifen
Energiekosten ca. 450 € / Jahr bei 60 Takten je Minute 365 Tage im Jahr.	Energiekosten ca. 180 € / Jahr bei 60 Takten je Minute 365 Tage im Jahr.
Anschaffungskosten: ca. 3.500 €	Anschaffungskosten: ca. 5.000 €

### 3.2.3. Ermittlung der zur Bewegung benötigten Leistung

#### 3.2.3.1. Berechnung elektrische Antriebe

Energiekosten nehmen mit über 90 % den überwiegenden Teil der Betriebskosten eines Antriebssystems ein. Um Voraussagen über die zu erwartenden Kosten eines Antriebes

machen zu können, muss dessen elektrische Leistungsaufnahme bestimmt werden. Diese setzt sich aus der mechanisch zu verrichtenden Arbeit und dem Gesamtwirkungsgrad des Antriebssystems zusammen. Die mechanischen Belastungen wurden während der Modellbildung in Form der geforderten Positionierzeiten und der zu bewegenden Massen festgelegt. Der Gesamtwirkungsgrad eines Antriebsstranges setzt sich aus den elektrischen und mechanischen Wirkungsgraden der verbauten Motoren, Getriebe und Linearachsen zusammen. Eine Übersicht der zur Berechnung der Energiekosten benötigten Kennwerte ist in Tabelle 3.3 für drei häufig in SITEC Montageanlagen verwendeten Lineareinheiten zusammengestellt. Die vollständigen Datenblätter aller relevanten Bauteile sind in Anlage 2 eingefügt. Passend zu den beiden elektrischen Achsen wurde ein Servomotor BSH 0551T der Firma Schneider Electric ausgewählt, sodass alle drei Lineareinheiten ähnliche maximale Vorschubkräfte aufbringen können. Der Servomotor bildet in Verbindung mit dem ebenfalls von Schneider Electric angebotenen Steller Lexium 05 eine bei der SITEC häufig verwendete Antriebseinheit. Aufgrund der unterschiedlichen Vorschubkonstanten von Zahnriemen- und Spindelachse und der damit verbundenen stark unterschiedlichen Eingangsdrehzahlen wird die Zahnriemenachse mit einem einstufigen Planetenradgetriebe der Firma Neugart betrieben. Die zur Berechnung der benötigten Drehzahländerung während der Beschleunigung verwendete Vorschrift ist in Formel (3-4) dargestellt. Die an der Motorwelle aufgrund der Bewegung wirkenden Massenträgheitsmomente werden mit Formel (3-5) ermittelt.

$$\Delta n = \frac{v_c \cdot i_G}{p} \quad (3-4)$$

$$J_{Masse} = (m_L + m_z + m_s) \cdot \left( \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot i_G} \right)^2 \quad (3-5)$$

$\Delta n$  Drehzahländerung

$i_G$  Faktor der Getriebeübersetzung

$p$  Vorschubkonstante der Lineareinheit

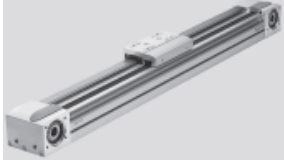
$J_{Masse}$  Massenträgheitsmoment der bewegten Teile

$m_L$  Masse des Werkstückes

$m_z$  eventuell vorhandene zusätzliche Masse

$m_s$  Masse des Schlittens der Lineareinheit

Tabelle 3.3: Kennwerte der Linearachsen

Antriebsart	pneumatisch	elektrisch	
Hersteller	Festo	Festo	Festo
Bezeichnung	Linearantrieb DGP-25-1000	Zahnriemenachse EGC-80-1000-TB	Spindelachse EGC-70-1000-BS
			
Max. Verfahrensweg	1000 mm	1000 mm	1000 mm
Führung	Gleitführung	Kugelumlaufführung	Kugelumlaufführung
Positionserkennung	Wegmesssystem/ extern angebaut	Inkremental- Drehgeber <sup>1)</sup>	Inkremental- Drehgeber <sup>1)</sup>
Theoretische Kraft	295 N <sup>2)</sup>	350 N	300 N
Vorschubkonstante	-	90 mm/U	10 mm/U
Leerlaufmoment	-	0,4 Nm <sup>3)</sup>	0,2 Nm <sup>4)</sup>
Wiederholgenauigkeit	± 2,5 mm	± 0,08 mm	± 0,02 mm
Max. Geschwindigkeit	3 m/s	5 m/s	0,5 m/s
Abmessungen LxBxH [mm]	1200x63x68,5	1286x82x76,5	1168x69x64
Masse	7,25 kg	9,82 kg	6,9 kg
Anschaffungskosten komplett mit Steuerung	2.224,20 €	3.764,71 €	3.727,12 €

<sup>1)</sup> Der Servomotor ist mit einem hochauflösenden Absolutencoder SinCos Hiperface® Singleturn ausgestattet

<sup>2)</sup> bei 6 bar

<sup>3)</sup> bei 0,2 m/s, mit Variante GK oder GV

<sup>4)</sup> bei maximaler Geschwindigkeit  $v_{\max}=0,5$  m/s



Auf den Schlitten der Lineareinheit wirkt gemäß Bewegungsgleichung die Leerlaufkraft (Formel (3-6)) resultierend aus Reib- und Verschiebewiderständen der Achsführung, die Hangabtriebskraft (Formel (3-7)) bei nicht horizontaler Einbaulage und eventuell eine prozessbedingte Zusatzkraft, die in der Rechnung berücksichtigt werden muss. Die Summe der wirkenden Kräfte ergeben die zu überwindende Widerstandskraft und ist in Formel (3-8) dargestellt.

$$F_{Leer} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{Leer}}{p} \quad (3-6)$$

$$F_{ab} = \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_z + m_s) \cdot g \quad (3-7)$$

$$F_W = F_{Leer} + F_{ab} + F_{zus} \quad (3-8)$$

$F_{Leer}$  Leerlaufkraft der Lineareinheiten aufgrund des Leerlaufmomentes

$M_{Leer}$  Leerlaufmoment der Lineareinheiten (Herstellerangabe)

$F_{ab}$  Hangabtriebskraft bei geneigter Einbaulage

$\alpha$  Einbauwinkel der Lineareinheit zur Horizontalen

$g$  Erdbeschleunigung

$F_W$  Widerstandskraft

Belastungen rotativer Antriebe werden in Momenten angegeben, daher ergibt sich nach Formel (3-9) aus der Widerstandskraft das stationäre Lastmoment. Die Trägheit der in Bewegung versetzten Massen verursacht während des Beschleunigungsvorgangs ein weiteres Moment, das sich nach Formel (3-10) zum Beschleunigungsmoment ergibt. Das maximale während der Bewegung auftretende Moment wird mit Formel (3-11) bestimmt. Das Beschleunigungsmoment tritt nur während der verhältnismäßig kurzen Beschleunigungsphase auf. In der Zeit, während der mit konstanter Geschwindigkeit verfahren wird, muss der Motor nur das Lastmoment überwinden. Die zur Ausführung der Bewegung benötigte Äquivalenzleistung ergibt sich nach Formel (3-12) aus den in der jeweiligen Bewegungsphase wirkenden Momenten und den dafür benötigten Zeiten. Die mittlere Motordrehzahl während des Verfahrens wird mit Formel (3-13) errechnet. Die Auslastung des Motors wird unter Einbeziehung des Sicherheitsfaktors mit Hilfe der Formel (3-14) ermittelt.

$$M_{Last} = \frac{F_W \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot i_G \cdot \eta_G \cdot \eta_{Arb}} \quad (3-9)$$

$$M_B = \left( J_{Motor} + J_{Getriebe} + \frac{J_{Arb}}{i_G^2 \cdot \eta_G \cdot \eta_{Arb}} + \frac{J_{Masse}}{\eta_G \cdot \eta_{Arb}} \right) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \Delta n}{t_{a2}} \quad (3-10)$$

$$M_{max} = M_B + M_{Last} \quad (3-11)$$

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{2 \cdot M_{max}^2 \cdot t_{a2} + M_{Last}^2 \cdot t_c}{t}} \quad (3-12)$$

$$n_{Mittel} = \frac{\Delta n \cdot (t_{a2} + t_c)}{t} \quad (3-13)$$

$$Auslastung = \frac{M_{eff} \cdot S}{M_{Nenn}} \quad (3-14)$$

$M_{Last}$  Lastmoment

$\eta_G$  Wirkungsgrad des Getriebes

$\eta_{Arb}$  Wirkungsgrad der Arbeitsmaschine

$M_B$  Beschleunigungsmoment

$J_{Motor}$  Massenträgheitsmoment des Motors

$J_{Getriebe}$  Massenträgheitsmoment des Getriebes

$J_{Arb}$  Massenträgheitsmoment der Arbeitsmaschine

$M_{max}$  Maximalmoment

$M_{eff}$  Effektivmoment

$n_{Mittel}$  mittlere Drehzahl während des Arbeitstaktes

$S$  Sicherheitsfaktor

$M_{Nenn}$  Nennmoment des Motors

Die Ermittlung des Maximal- und Effektivmomentes ist zur korrekten Auslegung des Motors notwendig. Dabei sollte der thermische Effektivpunkt<sup>1</sup> unterhalb der S1-Kennlinie<sup>2</sup> liegen und das maximal bei der Bewegung auftretende Moment das Maximalmoment des Motors nicht übersteigen. Bei der ingenieurmäßigen Auslegung von elektrischen Antrieben werden die einzelnen Bewegungsphasen und die dementsprechend auftretenden unterschiedlichen Belastungen einzeln betrachtet. So sind die Belastungen für den Motor im Beschleunigungsvorgang erheblich größer als bei Bewegungen mit konstanter Geschwindigkeit. Um diese wechselnden Anforderungen zu berücksichtigen und den Motor punktgenau auslegen zu können, werden sowohl aus Momenten- als auch aus Drehzahlgrößen Äquivalenzwerte errechnet. Abbildung 3.4 zeigt die Kennlinie des ausgewählten Servomotors und die beiden charakteristischen Betriebspunkte.

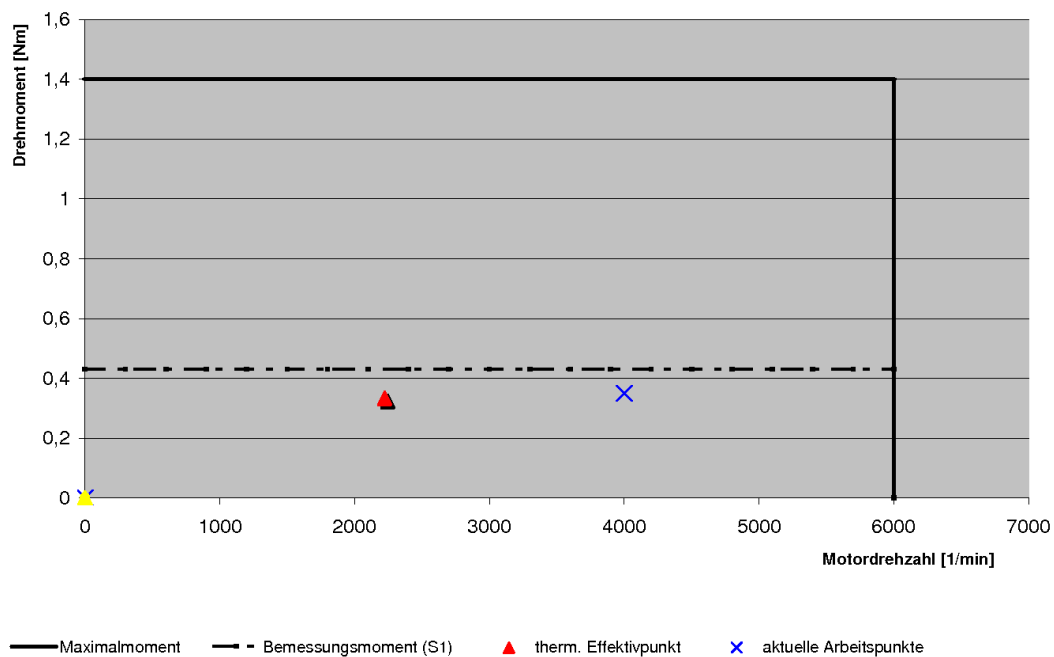


Abbildung 3.4: Kennlinie BSH 0551T mit Arbeitspunkten

Zur Ermittlung der Leistungsaufnahme des Motors wird in Äquivalenzwert aus den jeweiligen Leistungswerten der entsprechenden Bewegungsphasen gebildet, diese werden mit

<sup>1</sup> Der thermische Effektivpunkt ergibt sich aus dem Effektivmoment und der mittleren absoluten Drehzahl und

<sup>2</sup> Die S1-Kennlinie ist eine motorspezifische Grenzkurve und beschränkt die Drehmoment- und Drehzahlgröße, mit der ein Elektromotor dauerhaft betrieben werden kann (vgl.-Abbildung 3.4)

Hilfe der Formeln (3-15) bis (3-17) bestimmt. Durch die Berechnung der Effektivbeziehungsweise Äquivalenzwerte wird den auf den Antrieb wirkenden Momenten eine zeitgebundene Wichtung verliehen, die den realen Belastungen sehr viel ähnlicher ist als bei einer konservativen Auslegung anhand der Maximalmomente. Von der Leistungsaufnahme des Motors lässt sich unter Verwendung von Formel (3-18) und der Festlegung der Betriebsstunden pro Jahr auf den jährlichen Energiebedarf schließen. Die Energiekosten ergeben sich schließlich aus Formel (3-19) unter Berücksichtigung des Strompreises pro KWh.

$$P_M = 2 \cdot \pi \cdot M_{\max} \cdot \Delta n \quad (3-15)$$

$$P_L = 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{Last}} \cdot \Delta n \quad (3-16)$$

$$P_{\ddot{a}qu} = \sqrt{\frac{P_M^2 \cdot t_{a2} + P_L^2 \cdot t_c}{t}} \quad (3-17)$$

$$\text{Energiebedarf} = \frac{P_{\ddot{a}qu}}{\eta_M} \cdot BS \cdot AT \quad (3-18)$$

$$\text{Energiekosten} = \text{Energiebedarf} \cdot SP \quad (3-19)$$

$P_M$  mechanische Maximalleistung

$P_L$  benötigte Leistung bei gleichförmiger Bewegung

$P_{\ddot{a}qu}$  Äquivalenzleistung für die gesamte Bewegung

$\eta_M$  Motorwirkungsgrad

$BS$  Anzahl der Betriebsstunden pro Tag

$AT$  Anzahl der Arbeitstage pro Jahr

$SP$  Strompreis pro KWh

### 3.2.3.2. Berechnung pneumatische Antriebe

Bei pneumatischen Komponenten werden die Betriebskosten vorrangig vom Kammervolumen der Antriebe, abhängig von Kolbenfläche und Verfahrensweg und dem Wirkungsgrad der Drucklufterzeugung beeinflusst. Da das Volumen von Luft aufgrund ihrer hohen Kompressibilität von statischem Druck und Temperatur abhängt, werden Normzustände definiert, um den direkten Vergleich der Liefermenge von Kompressoren mit dem Luftverbrauch von Pneumatik-Geräten zu ermöglichen. Der technische Normzustand von Luft ist nach ISO 6358 mit einer Temperatur von 293,15 Kelvin und einem Druck von 1 bar definiert. Aus Formel (3-20) ergibt sich somit das Normschluckvolumen der pneumatischen Achse bei einem Arbeitshub  $s$ . Legt der Zylinder während des gesamten Lastspiels sowohl bei Ein- als auch bei Ausfahrt die gleiche Strecke  $s$  zurück und beschreibt  $n$  die Anzahl der Hube pro Minute. So ergibt sich aus Formel (3-21) der Gesamtluftverbrauch des Zylinders in einer Minute. Und unter Einbeziehung der täglichen Betriebsstunden und jährlichen Arbeitstage kann mit Formel (3-22) der Gesamtluftverbrauch pro Jahr ermittelt werden. Dabei bezeichnet  $V_{Schl}$  das Schluckvolumen der Schlauchleitungen zwischen Wegeventil und pneumatischer Achse. Dieses ist ebenfalls zu berücksichtigen, da die Luft in den Schläuchen bei jeder Richtungsänderung der Achse abgeblasen wird, sofern man von einem offenen pneumatischen System ausgeht.

$$V_{aus\_N} = A_{aus} \cdot s \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0} \quad (3-20)$$

$$V_{ges\_h} = (V_{aus} + V_{Schl}) \cdot n \quad (3-21)$$

$$V_{ges\_a} = V_{ges\_h} \cdot BS \cdot AT \quad (3-22)$$

$V_{aus\_N}$  Normvolumen an Druckluft bei der Ausfahrt um  $s$

$A_{aus}$  Kolbenfläche des Pneumatikzylinders

$p_B$  Betriebsdruck der Druckluftanlage

$p_0$  Normdruck nach ISO 6358

$T_B$  Temperatur der Druckluft während des Betriebs

$T_0$  Normtemperatur nach ISO 6358

$V_{ges\_h}$  Druckluftverbrauch pro Stunde

$V_{aus}$	Volumen des Pneumatikzylinders bei der Ausfahrt
$V_{Schl}$	Schluckvolumen der Verschlauchung
$n$	Anzahl der Arbeitstakte pro Stunde
$V_{ges\_a}$	Druckluftverbrauch pro Jahr

Die maximale Schubkraft des Zylinders ergibt sich nach Formel (3-23) aus der Kolbenfläche, dem Betriebsdruck und dem Wirkungsgrad des Zylinders. Der Wirkungsgrad berücksichtigt prinzipbedingte Undichtigkeiten und Reibung innerhalb des Bauteils und wird bei neuen Pneumatikkomponenten mit 75 - 90 % angenommen [7]. Auch auf den Schlitten der pneumatischen Antriebseinheit wirken bei nicht horizontaler Einbaulage Abtriebskräfte, die mit Formel (3-7) ermittelt werden. Da es sich bei Pneumatikzylindern um translatorische Antriebe handelt, wird die Belastung durch die Beschleunigung nicht als Beschleunigungsmoment, sondern als Beschleunigungskraft angegeben und mit Formel (3-24) berechnet. Die gesamte vom Antrieb aufzubringende Kraft ist die Summe der Beschleunigungs-, Abtriebs- und zusätzlichen Bearbeitungskräfte, unter Berücksichtigung der Bewegungsrichtung und des Sicherheitsfaktors (Formel (3-25)). Die Bewegungsrichtung ist bei geneigter oder senkrechter Einbaulage von entscheidender Bedeutung, da sie das Vorzeichen der Hangabtriebskraft und der eventuell vorhanden zusätzlichen Kräfte bestimmt. Sie wird also rechentechnisch mit Faktor 1 für Bewegungen, die die potentielle Energie erhöhen, angesetzt und mit Faktor -1 für Potential reduzierende Bewegungen.

$$F_{aus} = p_B \cdot A_{aus} \cdot \eta_Z \quad (3-23)$$

$$F_A = (m_L + m_z + m_Z) \cdot a \quad (3-24)$$

$$F_W = [ F_A + (F_{ab} + F_{zus}) \cdot BR ] \cdot S \quad (3-25)$$

$F_{aus}$	Maximalkraft des Pneumatikzylinders bei der Ausfahrt
$\eta_Z$	Wirkungsgrad des Pneumatikzylinders
$F_A$	Benötigte Kraft zur Beschleunigung der Massen
$m_Z$	Masse der bewegten Teile des Pneumatikzylinders

$F_W$  der Bewegung entgegen wirkende Widerstandskraft

$BR$  Bewegungsrichtung

### 3.2.3.3. Berechnung Wirkungsgrad Druckluftherzeugung

Im Rahmen einer Bachelorarbeit mit dem Titel „Erarbeitung eines Konzeptes zur Optimierung des Druckluftverbrauchs in der SITEC Industrietechnologie GmbH“ wurden in der Vergangenheit bereits Untersuchungen zum Thema Druckluftherzeugung unternommen. Dabei wurden unter anderem Messungen an der Druckluftstation der SITEC zur Kalkulation der Druckluftkosten durchgeführt. Mit Hilfe der so gewonnenen Daten bezüglich der tatsächlichen Auslastung des Kompressors unter Betriebsbedingungen kann der Wirkungsgrad der Druckluftherzeugung bestimmt werden. So wurden über einen Zeitraum von 96 Stunden hinweg 10.668 m<sup>3</sup> Druckluft vom Kompressor erzeugt. Das ergibt nach Formel (3-26) eine effektive genormte Liefermenge von 1,852 m<sup>3</sup>/min. Für die Ermittlung der zur Bereitstellung dieses Volumenstromes benötigten elektrischen Leistung müssen der zu erzeugende Betriebsdruck, der Isentropenexponent für Luft und der Polytropenexponent der Zustandsänderung bekannt sein (Formel (3-27)). Der während der Verdichtung abgeführte Wärmestrom wird mit Formel (3-28) bestimmt. Die Verluste durch Abwärme belaufen sich nach Formel (3-29) auf über 93 %. Bei der SITEC wird der Großteil der entstehenden Wärme daher durch moderne Wärmerückgewinnung zum Beheizen der Produktionshalle genutzt. Da die Heizkosten aber keinen direkten Einfluss auf die Effektivität der pneumatischen Achse haben, wird in dieser Arbeit weiterhin mit dem berechneten Wirkungsgrad von 7 % kalkuliert. Damit ergibt sich nach Formel (3-30) die spezifische Leistungsaufnahme des Kompressors zur Herstellung eines Kubikmeters Druckluft. Die leakagebedingten Verluste werden mit 30 % der effektiven Liefermenge angesetzt und sind durch den Leakagefaktor LF berücksichtigt. Die so ermittelte spezifische Leistung beträgt 0,1305 kW/m<sup>3</sup> und weicht nur gering von der durch Messung erfassten tatsächlich benötigten Leistung von 0,136 kW/m<sup>3</sup> ab.

$$\dot{V}_{Kn} = \frac{10668 \text{ m}^3}{96 \text{ h}} \cdot \frac{p_0 \cdot T_1}{p_1 \cdot T_0} \quad (3-26)$$

$$P_K = \frac{n_p \cdot p_1 \cdot \dot{V}_{Kn}}{(n_p - 1) \cdot \eta_K} \cdot \left[ \left( \frac{p_{B\_K}}{p_1} \right)^{\frac{n_p - 1}{n_p}} - 1 \right] \quad (3-27)$$

$$\dot{Q} = \frac{n_p - \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{1}{n_p} \cdot P_K \quad (3-28)$$

$$V_{Ab} = \frac{\left| \dot{Q} \right|}{P_K} \quad (3-29)$$

$$P_{spez} = \frac{P_K}{\dot{V}_{Kn} \cdot (1 - LF)} \quad (3-30)$$

$\dot{V}_{Kn}$  Genormte effektive Liefermenge des Kompressors

$P_K$  zur Bereitstellung der effektiven Liefermenge benötigten Leistung

$n_p$  Polytropenexponent für polytrope Zustandsänderung

$\kappa$  Isentropenexponent für Luft

$p_1$  Druck der angesaugten Umgebungsluft

$\eta_K$  Wirkungsgrad des antreibenden Elektromotors

$p_{B\_K}$  vom Kompressor zu erzeugender Betriebsdruck

$\dot{Q}$  während der Verdichtung entstehender Wärmestrom

$V_{ab}$  Verlust durch Abwärme

$P_{spez}$  Spezifische Leistung zur Erzeugung eines m<sup>3</sup> Druckluft

Die Energiekosten ergeben sich anschließend aus der Betriebszeit und den jeweiligen Strompreisen am Einsatzort, die sich abhängig von Tageszeit und Anbieter unterscheiden können. Eine ausführliche Dokumentation der Berechnungsschritte von Leistung und Energiekosten ist exemplarisch in Anlage 1 dieser Arbeit angefügt.



### 3.3. Messtechnik

#### 3.3.1. Elektrische Leistungsmessungen

Wie schon im vorangegangenen Kapitel, bei der Bestimmung des Wirkungsgrades der Druckluftherzeugung, sollen auch die weiteren Berechnungen durch praktische Versuche und Messungen gestützt und das Berechnungsmodell so auf seine Anwendbarkeit kontrolliert werden. Dazu ist für die elektrischen Linearantriebe die Gesamtleistungsaufnahme aus dem Versorgungsnetz zu ermitteln. Der Lexium-Steller als Verbraucher wird mit einphasiger 230V-Netzspannung betrieben. Zur Ermittlung der Leistung besteht die Möglichkeit, Spannung und Stromstärke, separat voneinander, mittels Volt- und Amperemeter zu messen und anschließend miteinander zu multiplizieren. Bei hochdynamischen, über längere Zeit andauernden Messaufgaben bietet sich allerdings die Verwendung eines Leistungsmessgerätes mit Aufzeichnungsfunktion an, wie sie beispielsweise der Power Logger 1735 von Fluke bietet. Abbildung 3.5 zeigt das komplette Mess-Set bestehend aus dem Messgerät, den 4 flexiblen Stromzangen, den Spannungsmessklemmen, der Power Log-Software und weiteren Zubehörteilen.



Abbildung 3.5: Fluke Power Logger 1735 mit Zubehör [7]

Tabelle 3.4: Spezifikationen Fluke Power Logger 1735 [8]

<b>Anzeige</b>	Transmittierendes ¼-VGA-Grafik-Farbdisplay, 320 x 240 Pixel, mit zusätzlicher Hintergrundbeleuchtung
<b>Qualität</b>	Nach DIN ISO 9001 entwickelt, entworfen und hergestellt
<b>Speicher</b>	4-MB-Flash-Speicher, 3,5 MB für Messwerte
<b>Schnittstelle</b>	RS-232 SUB-D-Anschluss; 115,2 kBaud, 8 Datenbits, kein Paritätsbit
<b>Abtastrate</b>	10,24 kHz
<b>Leistungsmessung</b> (Wirkleistung, Scheinleistung, Blindleistung)	Grundfehler: $\pm (0,7 \% \text{ des Messwertes} + 15 \text{ Digits})$ Auflösung: 1 kW Betriebsmessabweichung: $\pm (1,5 \% \text{ des Messwertes} + 20 \text{ Digits})$ Der typische Bereich im Spannungsbereich 230 V in Sternschaltung und 150 A Strombereich ist 34,50 KW.

Der Logger ist speziell für die Dokumentation der Netz- und Stromversorgungsqualität und die Lastgangmessung an elektrischen Anlagen konzipiert und kann bis zu 4320 Messwerte für Leistung, Energie und Oberschwingungen aufzeichnen. Damit ist er in der Lage, den maximalen Leistungsbedarf einer Anlage über einen Zeitraum von bis zu 45 Tagen zu überwachen und wird so zu einem effektiven Werkzeug für flexibles und mobiles Energiemonitoring. So könnten die Leistungsbedarfe einzelner Verbraucher neuer Anlagen während der ersten Inbetriebnahme, durch einplanen strategischer Messpunkte in das Anlagelayout, erfasst werden und Leistungsspitzen durch gezielte Eingriffe in die Steuerung eingedämpft oder sogar gänzlich abgebaut werden. Mit Hilfe der mitgelieferten Fluke Power Log-Software können die aufgenommenen Messwerte über serielle Schnittstelle direkt auf Computer übertragen, weiterverarbeitet und exportiert werden (Abbildung 3.6).

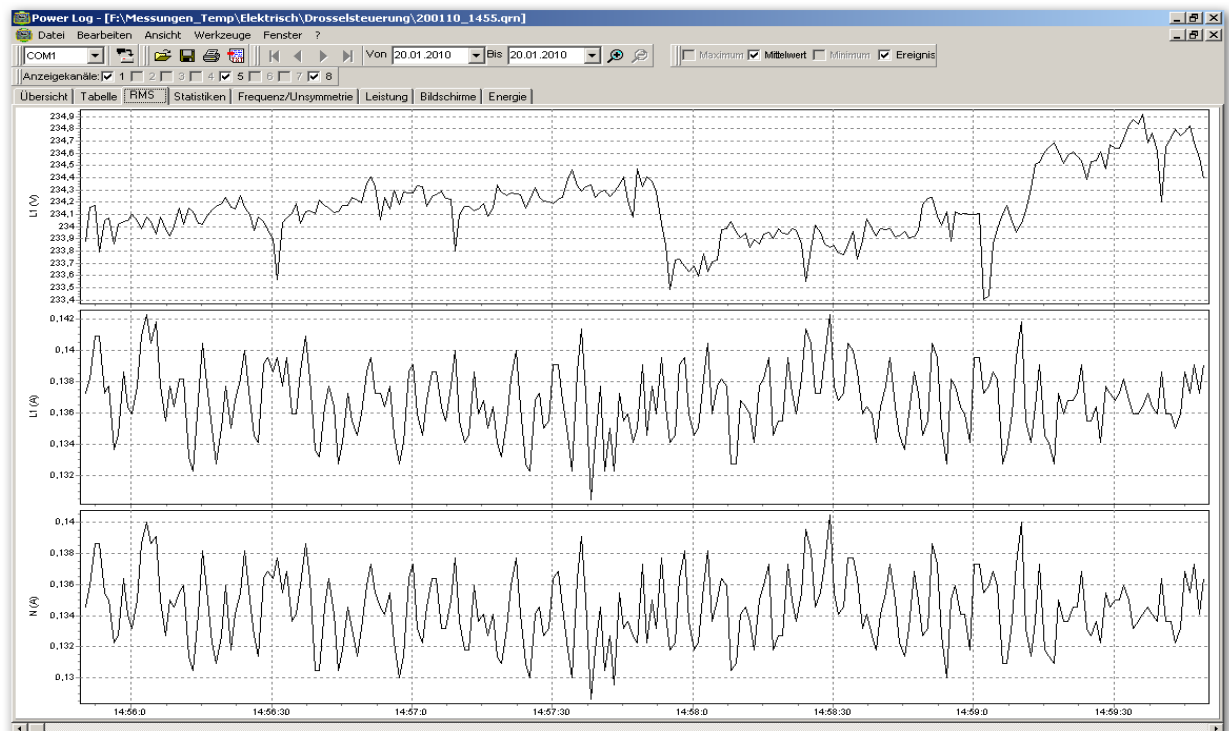


Abbildung 3.6: Fluke Power Log-Software

### 3.3.2. Durchfluss- und Verbrauchsmessung

Die Betriebskosten pneumatischer Antriebe bestehen wie im vorhergehenden Kapitel beschrieben zum überwiegenden Teil aus den zur Druckluftherzeugung benötigten Energiekosten. Diese ergeben sich aus den für jede Kompressorstation spezifischen Kosten zur Herstellung eines Kubikmeters Druckluft und der Abnahmemenge der jeweiligen Antriebe. Neben dem Antriebsmedium Druckluft muss moderner pneumatischer Antriebstechnik außerdem direkt elektrische Energie für Betrieb und Steuerung ihrer Ventile und Endlagenschalter zur Verfügung gestellt werden. Diese voraussichtlich eher kleine Leistungsaufnahme wird parallel zur Durchfluss- und Verbrauchsmessung mit bekanntem Leistungsmessgerät Fluke Power Logger 1735 am Netzanschluss der Pneumatiksteuerung durchgeführt.

Zur Aufnahme des Momentandurchflusses bei schnellen Bewegungen mit Positionierzeiten von lediglich 0,9 s und einem Fahrweg von 1000 mm ist ein Messgerät mit möglichst hoher Messauflösung zwingend notwendig. Das RectuTest RT02 der Firma Rectus bietet in Verbindung mit einem Computer und der mitgelieferten Software die Möglichkeit, schnelle,

dynamische Vorgänge in der gemessenen Leitung zu protokollieren und die Werte von Leitungsdruck und momentanem Normverbrauch grafisch darzustellen. Dabei misst das RectuTest RT02 den Druckunterschied innerhalb des strömenden Mediums, der durch eine leichte Querschnittsverengung in der Messdüse erzeugt wird. Aus der Druckdifferenz, dem Systemdruck vor der Düse und der Drucklufttemperatur in der Düse wird der momentane normierte Volumenstrom mit einer Genauigkeit von ca. 2,5 % vom Messwert berechnet.



Abbildung 3.7: RectuTest RT02 mit 1/2" Messdüse und Zubehör

Tabelle 3.5: Technische Daten RectuTest RT02 [9]

Stromversorgung	220 V/5 Watt
Betriebstemperatur	0°C bis 60°C
Druckabfall (in der Düse)	max. 0,1 bar
Messgenauigkeit	+/- 2,5% vom Messwert
Zul. Betriebsdruck	max. 10 bar
Netzwerk	beliebige Anzahl Messgeräte über Netzbuchse vernetzbar
Messbereich mit 1/2" Düse bei 6 bar Leitungsdruck	200 – 3000 NI/min

Mit der Option „Schnellmessung“ der Rectus-Software besteht die Möglichkeit, die Auflösung des Gerätes deutlich zu erhöhen. So können Messungen von etwa 10 Minuten Dauer mit einer maximalen Abtastrate von 30 - 40 Messwerten/ s aufgezeichnet werden. Außerdem kann sich der Nutzer nach Ende der Messung die geflossene Verbrauchsmenge über einen frei wählbaren Zeitraum durch Integration vom Programm ermitteln lassen. Durch den sehr geringen Druckabfall innerhalb der Messdüse und die auch während des Betriebes der Anlage anschließbaren Messschläuche wird der Arbeitsablauf nicht oder nur sehr gering beeinträchtigt. Dies macht auch den stationären Einsatz des Gerätes als ständige Kontrolleinrichtung von Druck, Durchfluss und Temperatur im Produktionsprozess möglich. Eine besonders interessante Funktion des Gerätes ist seine Netzwerkfähigkeit in Verbindung mit dem frei programmierbaren Schwellwertmodus der Analogschnittstelle. Dies ermöglicht ein Netzwerk mit bis zu 255 stationär eingebauten Messgeräten über einen zentralen Computer live zu überwachen und die Daten zu protokollieren. Die Analogschnittstelle des RectuTest RT02 ist in der Lage, jede vom Gerät erfasste Messgröße (d.h. normierter Volumenstrom, Leitungsdruck, Temperatur, Mediendichte und abgelaufener Verbrauch) als

Analogsignal von 4 bis 20 mA, 0 bis 20 mA oder 0 bis 1 V auszugeben. So könnte das Gerät im Schwellwert- bzw. Schaltausgangsmodus eine separate Prozesskontrolle übernehmen, indem es bei Unter- oder Überschreiten eines programmierten Grenzwertes ein Alarm- bzw. Schaltsignal für angeschlossene Geräte wie Magnetventile oder ganze Kompressoren auslöst.

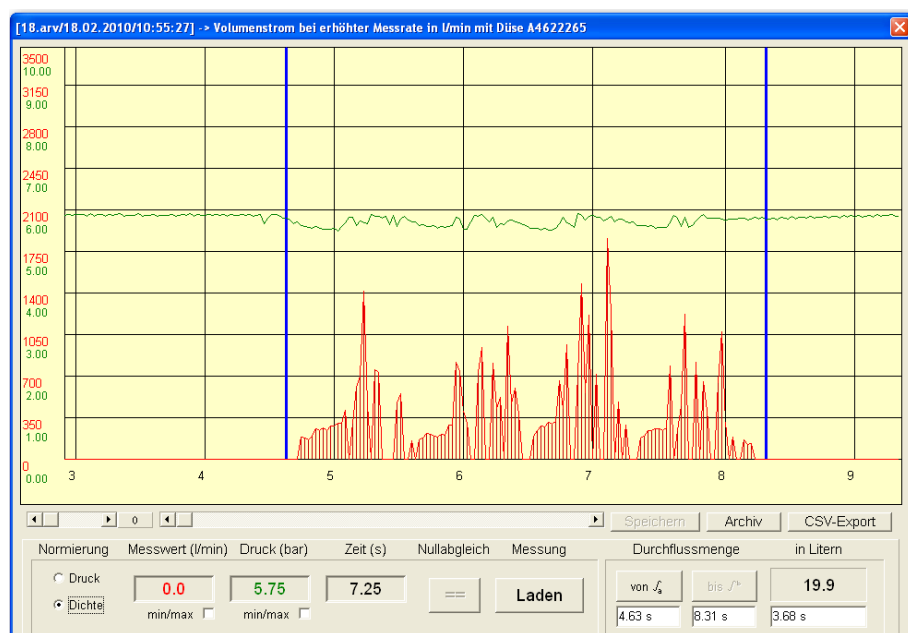


Abbildung 3.8: Messung mit erhöhter Messrate mit der Rectus Software

## 4. Spezifikation der Lösung

### 4.1. Vorstellung Versuchsstand für experimentelle Untersuchungen

Der eigens für die experimentellen Untersuchungen der elektrischen und pneumatischen Antriebe errichtete Versuchsstand ist aus flexibel einsetzbarem und bei der SITEC beim Bau des VARIOMODUL® hauptsächlich verwendetem Item-Profil gefertigt. Abbildung 1.1 zeigt den Gesamtaufbau des Demonstrators. Der in der Industrie und besonders im Sondermaschinenbau weit verbreitete Item-Systembaukasten bietet sehr komfortable und individuelle Möglichkeiten die benötigten Achsen und deren Peripheriegeräte zu befestigen und zu platzieren. Die drei Lineareinheiten wurden parallel nebeneinander angebracht, mit einer Einhausung gekapselt und mit entsprechenden Sicherheitseinrichtungen versehen.

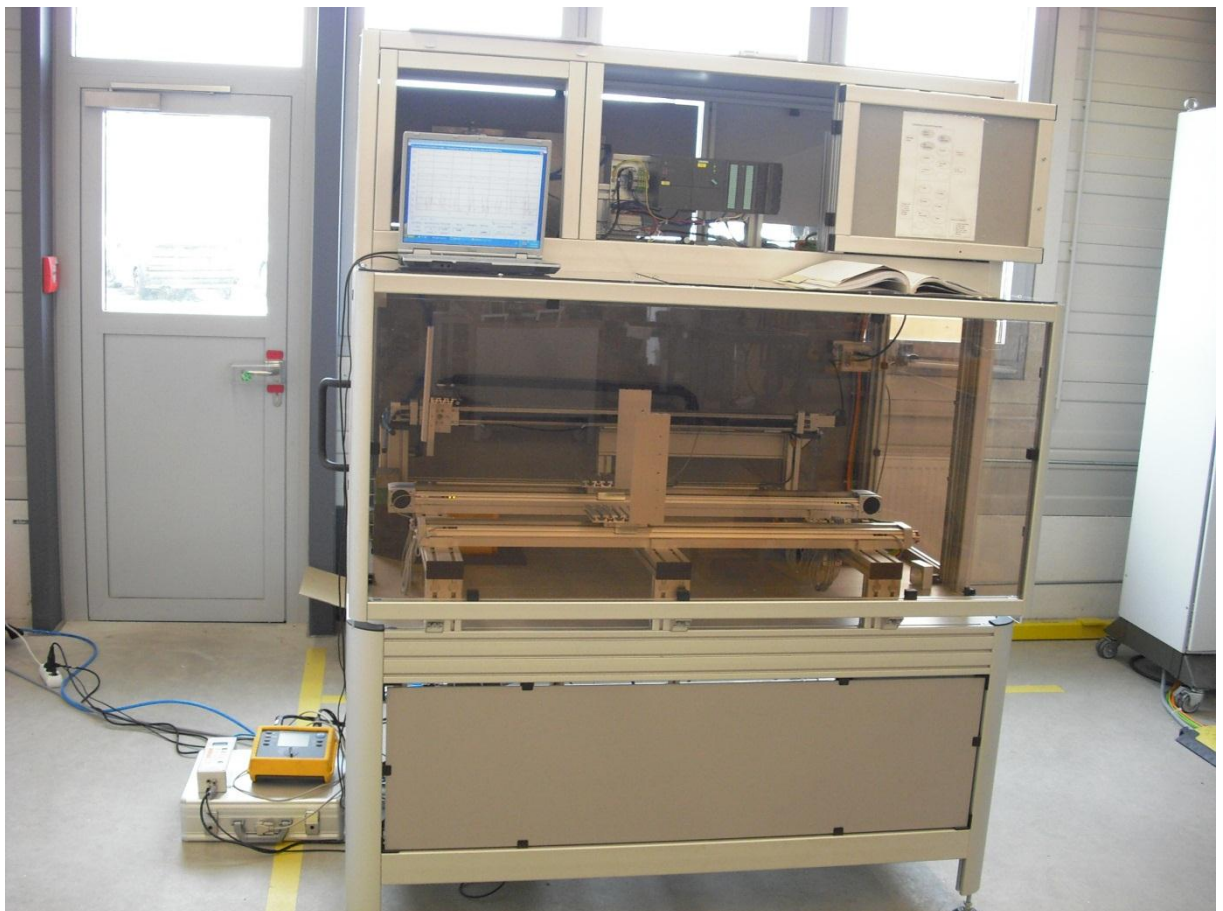


Abbildung 4.1: Prüfstand für experimentelle Untersuchungen



Der kolbenstangenlose Pneumatikzylinder kann wahlweise mit einem Proportionalwegeventil MPYE-5-1/8-HF in Verbindung mit einem Endlagenregler SPC11-POT-TLF und einem extern angebrachten Wegmesssystem MLO-POT-1000-TLF oder mittels einfacher Drosselschaltung mit Endlagennäherungsschaltern für weniger anspruchsvolle Bewegungsabläufe gesteuert werden. Zur Simulation eines produktionstypischen Bearbeitungsablaufs ist der Pneumatikantrieb mit einer Speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) S7 der Firma Siemens verbunden, die den programmierten Taktbetrieb möglich macht. Der verbaute Endlagenregler kann in Verbindung mit dem analogen Wegmesssystem durch selbständiges Teachen der Festanschläge das optimale Fahrprofil bei vorgegebener Last und Positionierzeit ermitteln und speichern.

In Kombination mit Proportionalwegeventil und Endlagenregelsystem befindet sich der pneumatische Linearantrieb aus dynamischer Sicht mit der elektrischen Zahnriemenachse auf Augenhöhe. Allerdings bietet der Endlagenregler lediglich ein recht schmales Spektrum an programmierbaren Verfahzeiten, zumal diese stark von der maximal transportierbaren Masse abhängen. Tabelle 4.1 beinhaltet die am verwendeten Regler SPC11 der Firma Festo einstellbaren Parameter mit den entsprechenden Positionierzeiten. Der Regler ist darauf bedacht, mit der größtmöglichen Geschwindigkeit und Beschleunigung zu verfahren, dies schränkt das Einsatzgebiet in Hinblick auf Variabilität der Positionierzeit und bewegbarer Masse verhältnismäßig stark ein. Sollte es also prozessbedingt notwendig sein, die Achse mit geringeren Geschwindigkeiten, dementsprechend längeren Verfahzeiten und größeren Gewichten zu bewegen, scheidet diese Steuerungsmöglichkeit als ungeeignet aus.



Tabelle 4.1: Parameter des Endlagenreglers Festo SPC11 mit Positionierzeiten [11]

<b>DGP(I)(L)-25-750 bis ...-25-1250 im horizontalen Betrieb</b>												
Masse [kg]	DGP(I)(L)-25-750				DGP(I)(L)-25-1000				DGP(I)(L)-25-1250			
	MPYE-5-1/8-HF-010B				MPYE-5-1/8-HF-010B				MPYE-5-1/8-HF-010B			
	Verstärkungsstufe	Dämpfungsstufe	Systemparameter	Zeit [s]	Verstärkungsstufe	Dämpfungsstufe	Systemparameter	Zeit [s]	Verstärkungsstufe	Dämpfungsstufe	Systemparameter	Zeit [s]
2	18	20	13	0,63	21	22	24	0,79	23	22	25	0,90
4	20	23	13	0,68	23	24	24	0,80	26	25	25	0,93
6	21	25	13	0,73	25	26	24	0,85	27	27	25	0,97
8	23	26	13	0,76	26	28	24	0,89	28	29	25	0,99
10	23	28	13	0,76	27	29	24	0,87	29	30	25	1,02
12	24	29	13	0,78	27	30	24	0,91	30	31	25	1,07
14	25	29	13	0,81	28	31	24	1,01	30	32	25	1,10
16	25	30	13	0,84	29	32	24	0,98	31	33	25	1,10
18	26	31	13	0,86	29	32	24	1,01	32	33	25	1,15
20	26	31	13	0,89	29	33	24	1,00	32	34	25	1,18
22	27	33	13	0,93	30	33	24	1,05	32	35	25	1,21
24	27	33	13	0,90	30	34	24	1,07	33	35	25	1,22
26	27	33	13	0,95	31	34	24	1,08	33	36	25	1,24
28	28	34	13	0,99	31	35	24	1,11	33	37	25	1,30
30	28	34	13	0,98	31	37	24	1,18	34	37	25	1,30

Die in Sachen Anschaffungskosten vergleichsweise günstigere Drosselsteuerung bietet hingegen die Möglichkeit, Geschwindigkeiten stufenlos zu variieren und Massen bis zur mechanischen Belastungsgrenze der Achse zu transportieren. Nachteilig an dem System ist aber die schlechte Einstellbarkeit in Hinblick auf Wiederholgenauigkeit und Positionierzeit und die aufwendige konstruktive Umsetzung. Um Verfahrzeiten jenseits von 1,18 s zu simulieren, ist das Ausweichen auf diese Steuerungsart allerdings erforderlich. Interessant sind also nicht nur die energetischen Vergleiche zwischen elektrischer und pneumatischer

Antriebstechnik, sondern auch Kostenunterschiede innerhalb der Konzepte, bedingt durch die verschiedenen Steuerungsmöglichkeiten.

#### 4.2. Durchführung der Messungen

Entsprechend dem Versuchsplan wurden mehrere Messungen zur Untersuchung der Abhängigkeit des Energiebedarfs von den physikalischen Gegebenheiten durchgeführt. In Abbildung 4.2 ist die Messstelle zur Ermittlung der Leistungsaufnahme dargestellt. Da der Prüfstand am Einphasen-Wechselstromnetz mit 230 V betrieben wird, genügen 2 Stromzangen des Leistungsmessgerätes an der stromführenden Phase und am Nullleiter, um den fließenden Strom in den Leitungen zu erfassen. Die entsprechende Spannung wird parallel über 2 Messleitungen abgegriffen. Diese sind über Sicherheitsbananensteckern mit dem Messgerät verbunden.



Abbildung 4.2: Messstelle zur Ermittlung der Aufnahmeleistung

Die Messstelle befindet sich direkt am Eingang der Stromversorgung, das heißt, sämtliche Verbraucher, also auch Sicherheitskreis, Motorsteller, SPS und Signalgeber werden bei der Messung erfasst. Es ist also anzunehmen, dass auch bei Stillstand des Motors Energie zum Betrieb dieser Geräte aufgenommen wird. Dieser Anteil an der Gesamtleistungsaufnahme ist nicht ohne weiteres rechnerisch zu ermitteln, da das gesamte Zusammenspiel und die Wirkungsweise der einzelnen Verbraucher aufeinander berücksichtigt werden muss. In der Literatur wird dieser Anteil als Standby- oder Leerlaufleistung bezeichnet und ist notwendig, um die Funktionsbereitschaft einer Anlage zu gewährleisten.

Abbildung 4.3 zeigt die in den Pneumatikkreis integrierte Messdüse des Durchflussmessgerätes zwischen Wartungsgeräte-Kombination und Ventilinsel. Nach barometrischem Nullabgleich und Einstellung der entsprechenden Betriebsdaten des vorhandenen Druckluftversorgungsnetzes, muss das Messgerät während des Messvorgangs außerdem mit einem Computer oder, wie bereits beschrieben, mit einem Netzwerk verbunden werden.

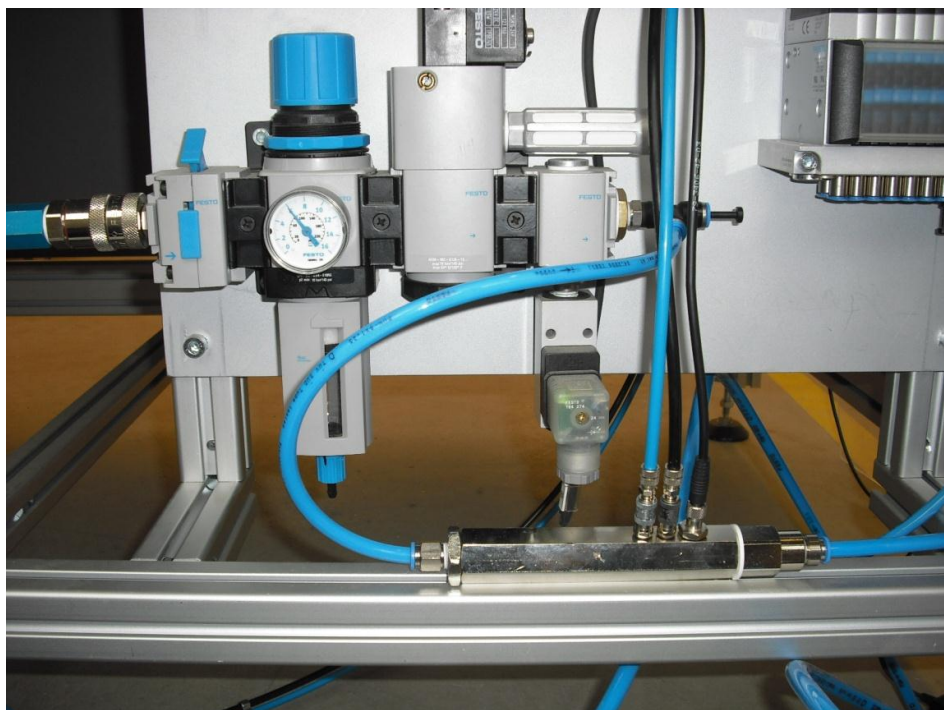


Abbildung 4.3: Messdüse des RT02 in eingebautem Zustand

### 4.3. Ansteuerung der Antriebe

Die Steuerung und Überwachung der Produktionsprozesse eines Moduls erfolgt bei SITEC Montageanlagen überwiegend durch mehrere untereinander kommunizierende SPS. Diese speicherprogrammierbaren Steuerungen empfangen Signale von Sensoren, wie Näherungsschaltern, verarbeiten diese gemäß dem programmierten Ablauf und geben wiederum Signale in Form von Startfreigaben oder Haltesignale an die Aktoren weiter. Auch die Bewegungen des im Prüfstand verbauten kolbenstangenlosen Pneumatikzylinders werden von einer SPS geregelt und überwacht. Gemäß den Fahraufträgen, die der Steuerung über das angefügte Schalter-Bedienelement übermittelt werden, schaltet die SPS die Magneten der jeweiligen Wegeventile und gibt so die entsprechenden Kanäle für die Druckluft frei. Im Servobetrieb wird der SPS durch den Endlagenregler zusätzlich ein Positionssignal übermittelt. Abbildung 4.5 zeigt die verwendete Siemens-SPS S7-300 und den Endlagenregler von Festo.



Abbildung 4.4: SPS S7 300 von Siemens



Abbildung 4.5: Endlagenregler SPC11

Die beiden elektrisch angetriebenen Lineareinheiten werden im Prüfstand entgegen der üblichen Vorgehensweise nicht von der SPS gesteuert. Grund hierfür ist in diesem Fall die sehr komfortable Inbetriebnahmesoftware Lexium CT, die von Schneider Electric zu jedem Lexium-Steller mitgeliefert wird. Die Software bietet dem erfahrenen Anwender nicht nur die Möglichkeit, den Antrieb mit wenigen Einstellungen den Gegebenheiten der jeweiligen Arbeitsaufgabe anzupassen und in Bewegung zu versetzen, sondern ermöglicht durch etliche Zusatzfunktionen auch den direkten Zugriff auf mehrere Betriebsarten und Diagnosefunktionen. So können Fahrprofile wesentlich komfortabler und bedeutend schneller umgesetzt werden als das mittels SPS-Programmierung möglich wäre. Es wurde daher darauf verzichtet, den Lexium-Steller in die SPS einzubinden, um die Vorteile der antriebs eigenen Software nutzen zu können.

Abbildung 4.6 zeigt einen über Programmierkabel an den Steller angeschlossenen Computer mit der Inbetriebnahmesoftware Lexium CT, die zur Steuerung der Spindel- und Zahnriemenachse verwendet wird.





Abbildung 4.6: Lexium 05 mit Inbetriebnahmesoftware Lexium CT

## 5. Ergebnisse

### 5.1. Bestimmung der Leerlaufleistung

Im vorigen Kapitel wurde bereits die sogenannte Standby- oder Leerleistung erwähnt und angemerkt, dass diese nicht ohne weiteres rechnerisch zu bestimmen ist. Im vorhandenen Prüfstand sind mehrere Verbraucher verbaut, die einen noch unbekannten Betrag an Energie aufnehmen, ohne dass eine Bewegung der Achsen stattfindet. Um diese Leistungsaufnahmen größenmäßig abschätzen und den einzelnen Bauteilen zuordnen zu können, wurde zunächst eine Messreihe ohne jegliche Achsbewegung aufgenommen. Dabei wurden die Verbraucher, soweit dies die elektrische Verschaltung des Prüfstandes zuließ, nacheinander zugeschaltet bis die vollständige Betriebsbereitschaft erreicht war. In Abbildung 5.1 ist der Verlauf der Wirkleistungsaufnahme im Leerlauf dargestellt. Nach dem Einschalten der Anlage wurde zunächst der Energiebedarf bei gedrückter Not-Aus-Taste gemessen. Es sind also die standardmäßig in jedem Modulschaltkasten verbauten Netzfilter und Sicherheitsschütze und der Lexium-Steller in Betrieb. Anschließend wurde der Not-Aus-Befehl aufgehoben und im nächsten Schritt die SPS zugeschaltet.

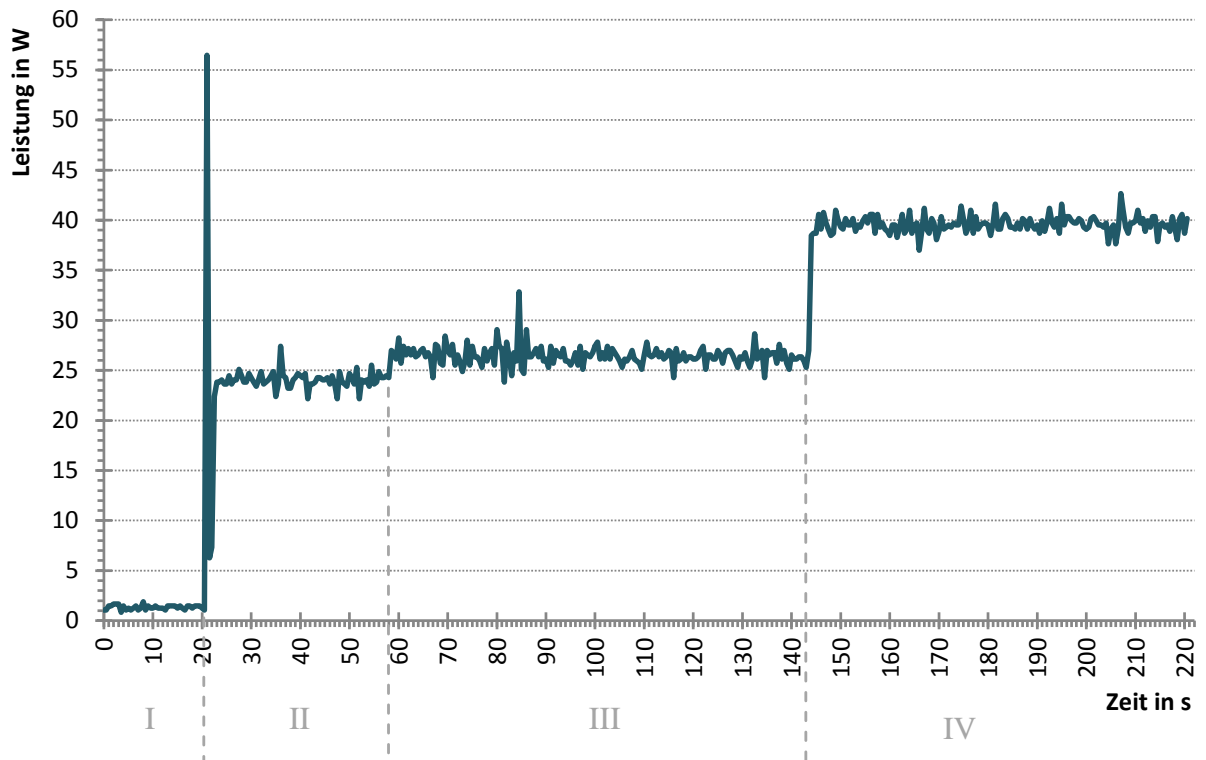


Abbildung 5.1: Messung der Leerlaufleistung

- I..... Netzschalter aus  
 II..... Netzschalter ein/ Not-Aus gedrückt/ Lexium 05 ein/ SPS aus  
 III..... Netzschalter ein/ Not-Aus aufgehoben/ Lexium 05 ein/ SPS aus  
 IV..... Anlage betriebsbereit (SPS ein)

Aus der Mittelung der entsprechenden Abschnitte lässt sich ableiten, dass die SPS im Leerlauf 11,4 W aufnimmt. Im Datenblatt wird die Versorgungsspannung der Steuerung mit 24 V und die Stromaufnahme mit 0,5 A angegeben, was sich zu einer entsprechenden Leistung von 12 W ergibt. Der Energiebedarf des Lexium-Stellers im Leerlauf ist im Herstellerhandbuch nicht angegeben oder ableitbar. Auch durch die Leerlaufmessung konnte dem Gerät kein eindeutiger Energiebedarf zugeordnet werden. Zwar wurde versucht, durch Abschalten der Gerätesicherung, eine Differenz im Verlauf der Gesamtleistungsaufnahme zu ermitteln, jedoch betrug dieser Unterschied lediglich wenige Watt.

In den folgenden Betrachtungen wird daher zu jeder errechneten, für eine Bewegung benötigten Leistung, der Betrag an Leerlaufleistung addiert, der zur vollständigen Betriebsbereitschaft des Versuchsstandes benötigt wird. Außerdem wird bei den



Energiemessungen der elektrischen Achsen immer auch die SPS mit eingeschaltet, auch wenn diese zur Steuerung des Servomotors in diesem Fall nicht nötig ist. Diese Festlegung macht aber deshalb Sinn, weil die elektrischen Achsen, wie bereits beschrieben, in den Montageanlagen der SITEC normalerweise ebenfalls von SPS gesteuert werden und nicht wie beim Versuchsstand von der Inbetriebnahmesoftware. Es wäre daher falsch, den Energiebedarf der SPS nur der pneumatischen Achse zuzuordnen. Anders beim Lexium-Steller, dieser wird zwar in Verbindung mit einer SPS zur Steuerung der elektrischen Lineareinheiten benötigt, die Pneumatikachse kommt aber ohne ihn aus. Aufgrund der lediglich sehr geringen Abweichungen, die durch den Steller verursacht werden, sollen diese im Folgenden allerdings vernachlässigt werden. Die Leerlaufleistung des betriebsbereiten Prüfstandes beträgt laut Messung im Mittel 39,58 W, dies entspricht im Einschichtbetrieb ungefähr 9,5 kW/h pro Monat, ohne das in irgendeiner Weise eine Wertschöpfung erzielt wurde.

## 5.2. Einfluss der Positionierzeit auf den Energiebedarf

### 5.2.1. Elektrische Antriebe

Aus Formel (3-17) wird bereits ersichtlich, dass die zur Ausführung einer Bewegung benötigte Leistung direkt von dem zu überwindenden Moment und der benötigten Drehzahl, translatorisch der Geschwindigkeit, abhängig ist. Die benötigte Drehzahl ergibt sich aus dem vorgegebenen Bewegungsprofil und ist wiederum abhängig von der vorgegebenen Beschleunigung und der zur Verfügung stehender Verfahrszeit. Unter Voraussetzung eines trapezförmigen Bewegungsprofils, wie unter 3.2.2 beschrieben, bleibt bei gleicher Beschleunigungsrampe und kürzer werdender Positionierzeit weniger Zeit für die Beschleunigung auf die benötigte Drehzahl. Der Antrieb muss die wirkende Belastung also in kürzerer Zeit überwinden. In Abbildung 5.2 sind die Messergebnisse der Zahnriemenachse bei einer Positionierzeit von 0,9 s, einer transportierten Masse von 1,6 kg und einer festgelegten Beschleunigung von  $5 \text{ m/s}^2$  dargestellt. Dabei treten kurzzeitige Leistungsspitzen von bis zu 200 W auf. Die mittlere benötigte Leistung für eine Ausfahrt von 995 mm beträgt laut Messung 93,63 W.

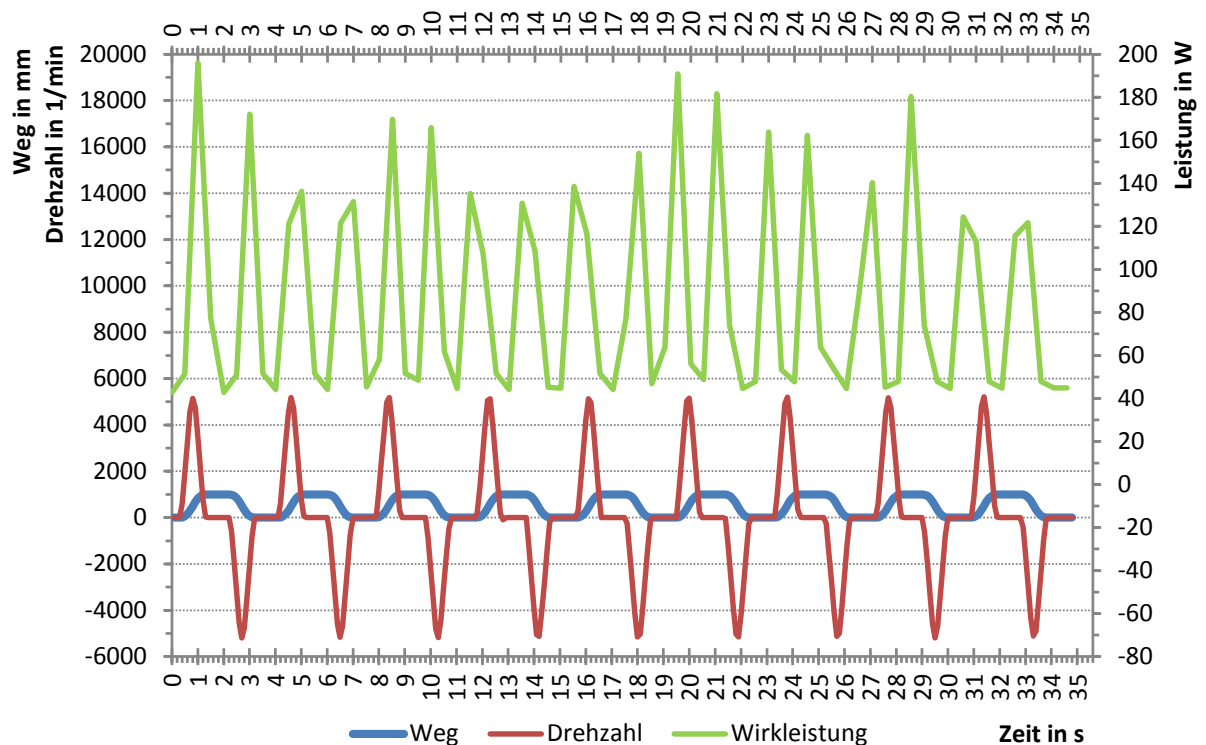


Abbildung 5.2: Bewegung und Leistung bei 0,9 s und 1,6 kg

Abbildung 5.3 zeigt eine Messreihe mit deutlich größerer Positionierzeit von 6,2 s, der gleichen Masse von 1,6 kg und ebenfalls der Standardbeschleunigung von  $5 \text{ m/s}^2$ . Die größten Ausschläge der Leistungsmessung bewegen sich hier im Bereich von 50 – 55 W. Der Mittelwert pro 995 mm Verfahrensweg liegt bei lediglich 50,3 W. Die gemessene Differenz lässt sich rechentechnisch leicht durch die Formel der mechanischen Leistung begründen. Da die mechanische Leistung das Produkt aus Drehmoment und Drehzahl ist und das Moment aufgrund gleicher Massen ebenfalls konstant bleibt, ist die geringere benötigte Drehzahl der Grund für den geringeren Leistungsbedarf.

Bei einer Positionierzeit von 0,9 s und einer festgelegten Beschleunigungsrampe muss der Motor auf  $5211,2 \text{ min}^{-1}$  beschleunigt werden, beträgt die Positionierzeit hingegen 6,2 s, reicht eine Maximaldrehzahl von  $430,2 \text{ min}^{-1}$  aus. Durch Bildung der mittleren Drehzahl laut Formel (3-13) werden die vorhandenen Drehzahlen ins Verhältnis mit den entsprechenden Zeitanteilen der Beschleunigungsphasen und der Zeit, in der eine Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit erfolgt, gesetzt. Ergebnis ist eine profilspezifische Äquivalenzdrehzahl von  $2948,15 \text{ min}^{-1}$  bei 0,9 s und  $427,96 \text{ min}^{-1}$  bei 6,2 s, diese hat proportionalen Einfluss auf die Leistungsaufnahme.

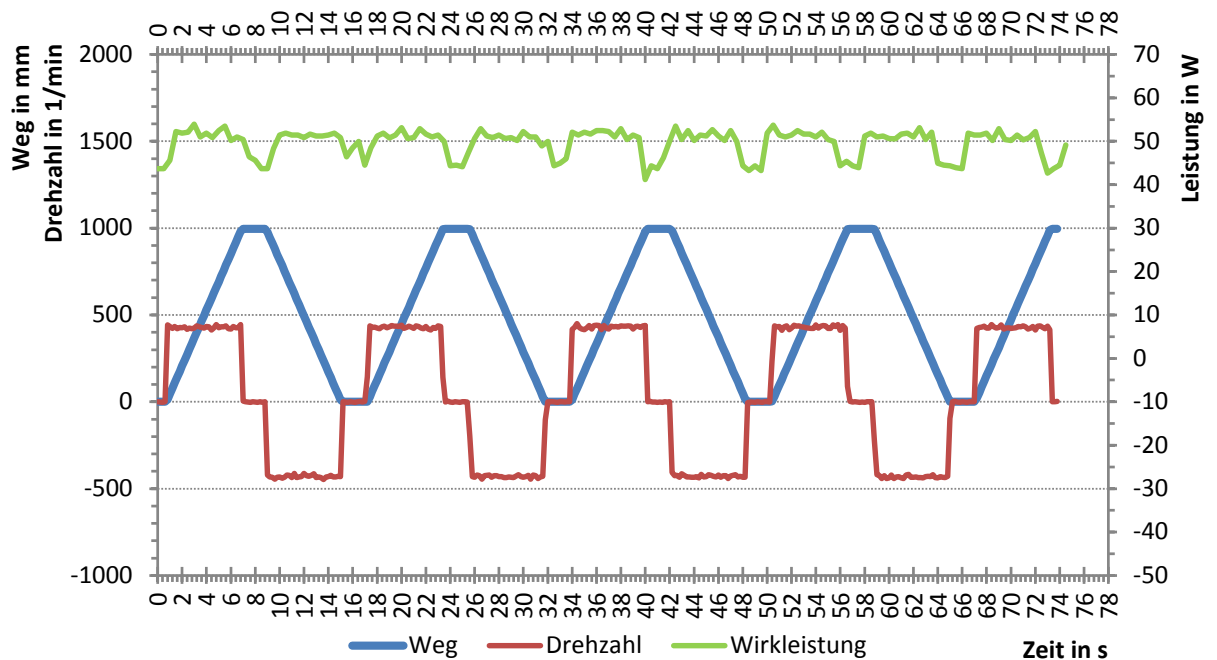


Abbildung 5.3: Bewegung und Leistung bei 6,2 s und 1,6 kg

In der Praxis ist eine Erhöhung der Positionierzeit, aufgrund der damit einhergehenden Verschlechterung der Produktivität der Anlagen, undenkbar. Es widerspräche dem angestrebten Ziel der Effizienzsteigerung, wenn Montageanlagen zur Kostenreduzierung in ihrer Arbeitsgeschwindigkeit verlangsamt würden. Zu beachten ist außerdem, dass die letztendlich kostenverursachende Größe nicht die benötigte Leistung, sondern die benötigte Energie ist. Energie ist definiert als das Produkt einer Leistung über eine bestimmte Zeit, die benötigte Energie pro Hub steigt daher linear mit der Positionierzeit. Soll die Energieaufnahme über einen bestimmten Zeitraum skaliert angegeben werden, so ist zu beachten, dass bei kurzen Positionierzeiten in einer Minute deutlich mehr Arbeit verrichtet werden kann, als bei langsameren Bewegungen. In diesem Fall muss die Anzahl der möglichen Arbeitstakte pro Minute in die Berechnung einbezogen werden. Die Beeinflussung des Energiebedarfs durch Anpassung der Positionierzeit scheidet somit aufgrund genannter Einschränkungen als zielführendes Kriterium aus.

### 5.2.2. Servopneumatische Antriebe

In Kapitel 3.2.3.2 auf Seite 19 wurde bereits erläutert, dass der Druckluftverbrauch eines kolbenstangenlosen Pneumatikzylinders prinzipiell von dessen geometrischen Abmessungen und dem pneumatischen Gesamtwirkungsgrad abhängig ist. Die momentanen Belastungen auf den Zylinder haben dabei keinen wesentlichen Einfluss auf den Druckluftverbrauch. Denn unabhängig von der Ausfahrgeschwindigkeit oder der auf den Kolben wirkenden Kraft, muss die Druckkammer vollständig mit Luft gefüllt werden, damit der Kolben bis zur Endlage ausfährt. Bei den durchgeführten Messungen ist also zu erwarten, dass unabhängig von Positionierzeit und bewegter Masse ähnliche Verbräuche festgestellt werden.

In Abbildung 5.4 sind die aufgenommenen Messwerte der servopneumatischen Achse, also unter Verwendung des Proportionalwegeventils, bei einer programmierten Positionierzeit von 0,9 s und einer Masse von 1,6 kg dargestellt. Der Verlauf der Leistungsaufnahme verzeichnet kaum Ausschläge und bewegt sich wenig oberhalb der zuvor bereits bestimmten Leerlaufleistung. Der tatsächliche Verbrauch an Druckluft pro Ausfahrt lässt sich nicht direkt im dargestellten Diagramm ablesen, sondern muss vom Durchfluss über der Zeit hergeleitet werden.

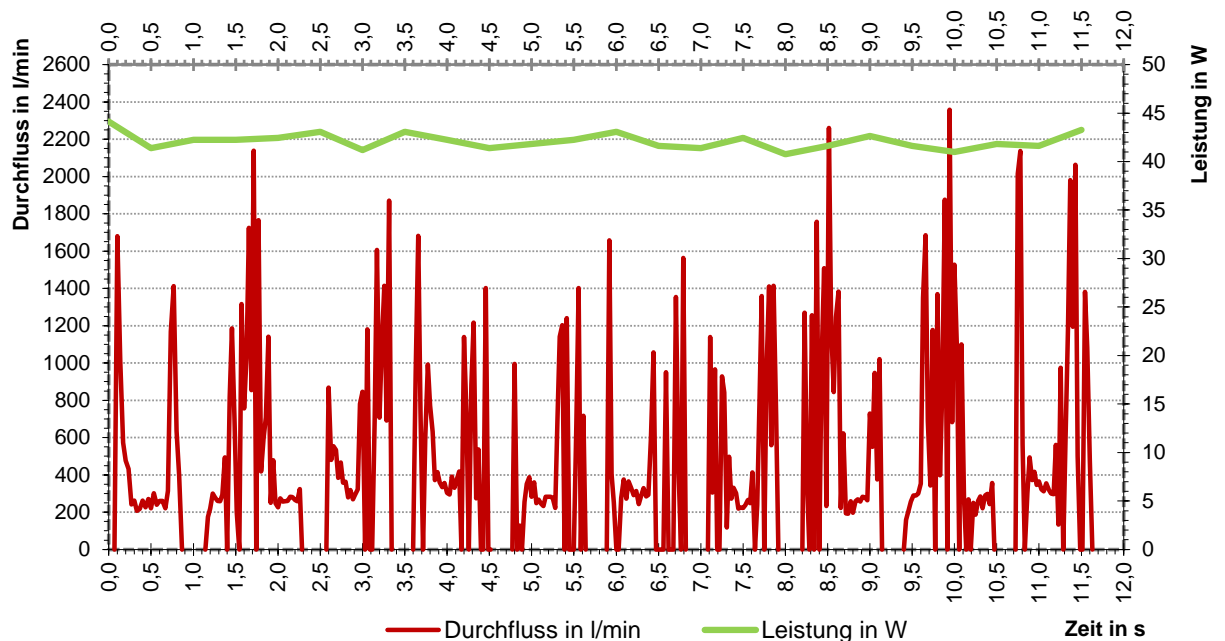


Abbildung 5.4: Durchfluss und Leistung bei 0,9 s und 1,6 kg

Als Grundlage der Berechnung des Druckluftverbrauchs dient jeweils ein Polynom 6. Grades, das dem Durchflussverlauf angenähert wird und in Abbildung 5.5 veranschaulicht wird. Der Verbrauch pro Hub ergibt sich demzufolge aus dem Flächeninhalt zwischen Polynom und Abszissenachse, geteilt durch die Anzahl der Hube während der Messung. Für die Messung der servopneumatisch gesteuerten Achse bei einer Positionierzeit von 0,9 s und 1,6 kg Masse ergibt sich so ein mittlerer Verbrauch pro Hub von 8,129 Normlitern.

Dies ist erheblich mehr Volumen als die Druckkammer des Pneumatikzylinders im Stande ist aufzunehmen. Denn mit einem Kolbendurchmesser von 25 mm und einer Ausfahrstrecke von 1000 mm bei einem Druck von 6 bar ergibt sich nach Formel (3-20) lediglich eine Kapazität von 3,398 Normlitern. Unter Beachtung der Schlauchlänge zwischen Wegeventil und Zylinder, im Fall der Servosteuerung circa 500 mm, ergibt sich ein theoretisches Gesamtaufnahmevermögen von 3,57 Normlitern.

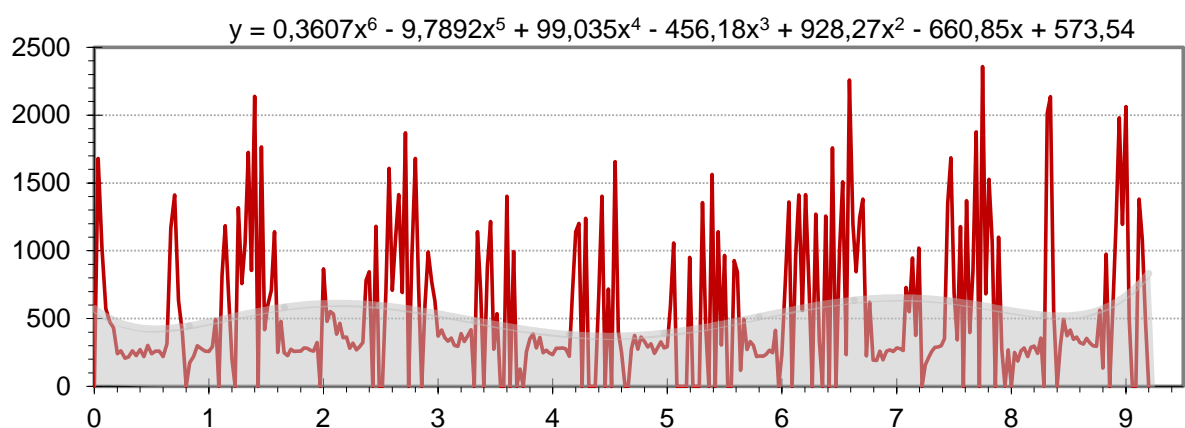


Abbildung 5.5: Näherung zur Berechnung des Druckluftverbrauchs

Aufgrund des nur begrenzt regel- beziehungsweise beeinflussbaren Ausfahrverhaltens pneumatischer Komponenten wird die Spanne zwischen theoretisch berechnetem und praktisch gemessenem Verbrauchswert immer größeren Schwankungen unterliegen als das bei der Energieaufnahme elektrischer Antriebe der Fall ist. Außerdem werden bei derart schnellen Bewegungen mit Durchflussdifferenzen von bis zu 2265 l/min innerhalb von 0,2 s Sekunden extrem hohe Anforderungen an das Messsystem hinsichtlich Messbereich und Auflösung gestellt. Trotzdem ist die vorliegende Differenz zwischen Messwert und errechnetem Wert nicht als Fehler aufgrund unzulänglicher Messmittel oder -verfahren zu betrachten, sondern ist vielmehr steuerungsbedingt. Denn der Endlagenregler des

servopneumatischen Antriebs bremst den Schlitten durch Erzeugung eines aktiven Gegendrucks in der zweiten Kammer des Pneumatikzylinders ab. Dabei wird in diesem Fall nicht nur der Kanal, aus dem die in der druckfreien Kammer befindliche Luft bei Bewegung des Schlittens ausströmt, geschlossen beziehungsweise verengt, sondern es wird kurzzeitig Druck aus dem Versorgungsnetz in die zweite Kammer eingeleitet. Erst diese Vorgehensweise ermöglicht die hohe Dynamik und die im Vergleich zur Drosselsteuerung höhere Genauigkeit der Servopneumatik. Dieses bei Festo „Soft-Stop“ genannte Zustandsregelsystem [11] ermöglicht außerdem das Anfahren zweier Zwischenpositionen und erspart so eine aufwendige mechanische Lösung mittels Stopperzylindern.

Um einen direkten energetischen Vergleich des servopneumatischen und der elektrischen Antriebe vornehmen zu können, wurden die ermittelten pneumatischen Messwerte in äquivalente Leistungen und Energien umgerechnet. Dazu wurden die mittels Näherungspolynom integrierten Flächeninhalte mit der bekannten spezifischen Leistung aus Formel (3-30) multipliziert und zur jeweils parallel dazu gemessenen Leistungsaufnahme der Steuerung über der Positionierzeit addiert. Die so ermittelten Verbräuche liegen aufgrund der oben bereits beschriebenen Annahmen wie erwartet in einer Größenordnung und sind in Tabelle 3.1 dargestellt. Eine Betriebskostenabschätzung pneumatischer Antriebe ist aufgrund dieses linearen Verhaltens folglich gut möglich. Allerdings bedarf es eines detaillierteren Berechnungsmodells oder einer geeigneten Abschätzung, um die tatsächlichen Verbräuche pro Hub mit pneumatischer Endlagendämpfung zu ermitteln.

Tabelle 5.1: Messergebnisse des servopneumatischen Antriebs

Masse		Positionierzeit					
		0,9 s	1 s	1,05 s	1,08 s	1,11 s	1,18 s
<b>1,6 kg</b>	Verbrauch	8,129 l	8,01 l	8,18 l	8,18 l	7,99 l	8,74 l
	Steuerleistung	41,72 W	41,25 W	42,03 W	42,38 W	42,38 W	44,82 W
	<b>Energie</b>	<b>3856 Ws</b>	<b>3804 Ws</b>	<b>3887 Ws</b>	<b>4740 Ws</b>	<b>3801 Ws</b>	<b>4161 Ws</b>
<b>6,1 kg</b>	Verbrauch	7,4 l	7,07 l	6,81 l	8,05 l	8,15 l	7,8 l
	Steuerleistung	41,85 W	40,29 W	40,78 W	40,72 W	41,13 W	42,1 W
	<b>Energie</b>	<b>3514 Ws</b>	<b>3362 Ws</b>	<b>3242 Ws</b>	<b>3826 Ws</b>	<b>3874 Ws</b>	<b>3714 Ws</b>
<b>9,9 kg</b>	Verbrauch	6,8 l	6,93 l	7,33 l	7,57 l	8,45 l	8,06 l
	Steuerleistung	41,01 W	41,1 W	40,46 W	40,78 W	41,03 W	41,02 W
	<b>Energie</b>	<b>3232 Ws</b>	<b>3297 Ws</b>	<b>3486 Ws</b>	<b>3600 Ws</b>	<b>4016 Ws</b>	<b>3835 Ws</b>
<b>12,2 kg</b>	Verbrauch	6,82 l	6,66 l	6,81 l	8,04 l	8,02 l	8,32 l
	Steuerleistung	41,24 W	41,13 W	40,89 W	40,78 W	41,03 W	41,02 W
	<b>Energie</b>	<b>3241 Ws</b>	<b>3169 Ws</b>	<b>3242 Ws</b>	<b>3821 Ws</b>	<b>3813 Ws</b>	<b>3957 Ws</b>
<b>15,1 kg</b>	Verbrauch	-	6,52 l	7,2 l	8,1 l	7,57 l	8,72 l
	Steuerleistung	-	40,91 W	41,07 W	40,74 W	41 W	39,95 W
	<b>Energie</b>	-	<b>3104 Ws</b>	<b>3426 Ws</b>	<b>3849 Ws</b>	<b>3602 Ws</b>	<b>4144 Ws</b>
<b>20,5 kg</b>	Verbrauch	-	6,94 l	7,36 l	7,52 l	7,38 l	9,98 l
	Steuerleistung	-	41,54 W	40,81 W	40,87 W	41,06 W	40,04 W
	<b>Energie</b>	-	<b>3302 Ws</b>	<b>3501 Ws</b>	<b>3577 Ws</b>	<b>3513 Ws</b>	<b>4736 Ws</b>

### 5.2.3. Drosselgeregelte pneumatische Antriebe

Bei der Pneumatiksteuerung mittels Drosseln wird der Gegendruck anders als beim Soft Stop-System ausschließlich durch den Rückstau der ausströmenden Luft, verursacht durch eine Verengung des Kanalquerschnitts, hervorgerufen. Es ist also zu erwarten, dass die Messwerte im Bereich des berechneten Kammervolumens des Zylinders liegen. In Tabelle 5.2 sind die

näherungsweise bestimmten Verbräuche und Energien für eine Bewegung mit einer Masse von 1,6 kg basierend auf den ausgelesenen Messwerten abgebildet und den berechneten Energien gegenüber gestellt. Die außerdem aufgenommenen Messwerte mit größeren Massen gleichen erwartungsgemäß den in Tabelle 5.2 dargestellten Ergebnissen und werden daher nicht explizit angegeben. Aufgrund dieses theoretisch wie auch praktisch nachgewiesenen kontinuierlichen Verhaltens des Druckluftverbrauchs, wird im Folgenden nicht weiter auf die Abhängigkeit des Energiebedarfs von den Belastungen pneumatischer Komponenten eingegangen. Für Vergleiche mit elektrischen Antrieben wird bei der Drosselregelung zukünftig der theoretische Verbrauch angenommen, da er durch die Messungen als guter Mittelwert bestätigt wurde. Für die Servopneumatik wird ebenfalls ein Durchschnittsverbrauch festgelegt, allerdings wird der stark von der Praxis abweichende theoretische Verbrauch pro Hub durch einen geeigneten Korrekturfaktor an die Messergebnisse angenähert, um den nicht ohne Weiteres berechenbaren steuerungsbedingten Mehrverbrauch zu berücksichtigen. Der mittlere Verbrauch der servopneumatischen Steuerung liegt laut Messung bei 7,67 l pro Hub. Es wird somit ein Korrekturfaktor von 2,15 festgelegt. Das bedeutet steuerungsbedingte Mehrkosten von 115 % bei Verwendung pneumatischer Endlagenregelung.

Tabelle 5.2: Messergebnisse drosselgeregelter Pneumatikantrieb

Pos.-zeit	2,8 s	3,2 s	3,8 s	4,4 s	5 s	5,4 s	5,8 s	6,2 s
Verbrauch [l]	3,237	3,25	3,51	3,361	3,525	3,12	3,18	3,346
Steuerleistung [W]	40,31	37,84	37,66	40,59	37,81	37,64	40,06	37,79
<b>Energie [Ws]</b>	<b>1520,7</b>	<b>1647,9</b>	<b>1792,1</b>	<b>1757,6</b>	<b>1845,1</b>	<b>1669,0</b>	<b>1726,3</b>	<b>1806,3</b>
<b>berechn. Energie [Ws]</b>	<b>1748,1</b>	<b>1764,0</b>	<b>1787,7</b>	<b>1811,5</b>	<b>1835,3</b>	<b>1851,1</b>	<b>1866,9</b>	<b>1882,8</b>



### 5.3. Einfluss der Masse auf den Energiebedarf

Aus physikalischer Sicht hat die Masse eines Körpers den größten Einfluss auf die Leistung, die notwendig ist, um ihn zu bewegen. Zum einen ist die zu überwindende Reibkraft linear von der Gewichtskraft des Körpers abhängig und zum anderen beeinflusst das Massenträgheitsmoment die Beschleunigungskraft, die benötigt wird, um einen Körper in Bewegung zu versetzen. Die bei der SITEC verbauten Lineareinheiten sind in den meisten Fällen mit einer reibungsarmen Kugelumlaufführung ausgestattet, die den Einfluss der Reibkraft auf die Bewegung bestmöglich minimieren soll. Sowohl der Reibwiderstand der Führung, als auch die durch Vorspannung hervorgerufene Reibung zwischen den Antriebselementen, wird in dem sogenannten Leerlaufmoment bei rotatorisch angetriebenen Achsen berücksichtigt und muss bei der Auslegung des Antriebes berücksichtigt werden. Der Einfluss der Masse auf das bei Bewegung auftretenden Trägheitsmoments wird von den Herstellern beim achsenspezifischen Gesamtträgheitsmoment berücksichtigt. Die Formel zu dessen Berechnung ist in der Regel im Datenblatt des Bauteils zu finden. In Formel (5-1) ist beispielsweise die aus dem Datenblatt der elektrischen Zahnriemenachse übernommene Rechenvorschrift dargestellt.

$$J_A = J_0 + J_W + J_H \cdot \text{Arbeitshub} [m] + J_L \cdot m_{\text{Nutzlast}} [kg] \quad (5-1)$$

$J_A$  Massenträgheitsmoment der gesamten Achse

$J_0$  translatorisches Trägheitsmoment

$J_W$  Trägheitsmoment der Riemenscheiben

$J_H$  Trägheitsmoment pro Meter Hub

$J_L$  Trägheitsmoment pro Kilogramm Nutzlast

Um diesen Einfluss der Masse deutlich zu machen, sind in Abbildung 5.6 die Verläufe der Bewegung und der Leistungsaufnahme in bekannter Weise grafisch dargestellt. Im Vergleich zu Abbildung 5.2 wurde die Achse bei dieser Messreihe mit einer deutlich höheren Masse von 20,5 kg belastet. Die mittlere benötigte Leistung beträgt dabei laut Messung 117,47 W.

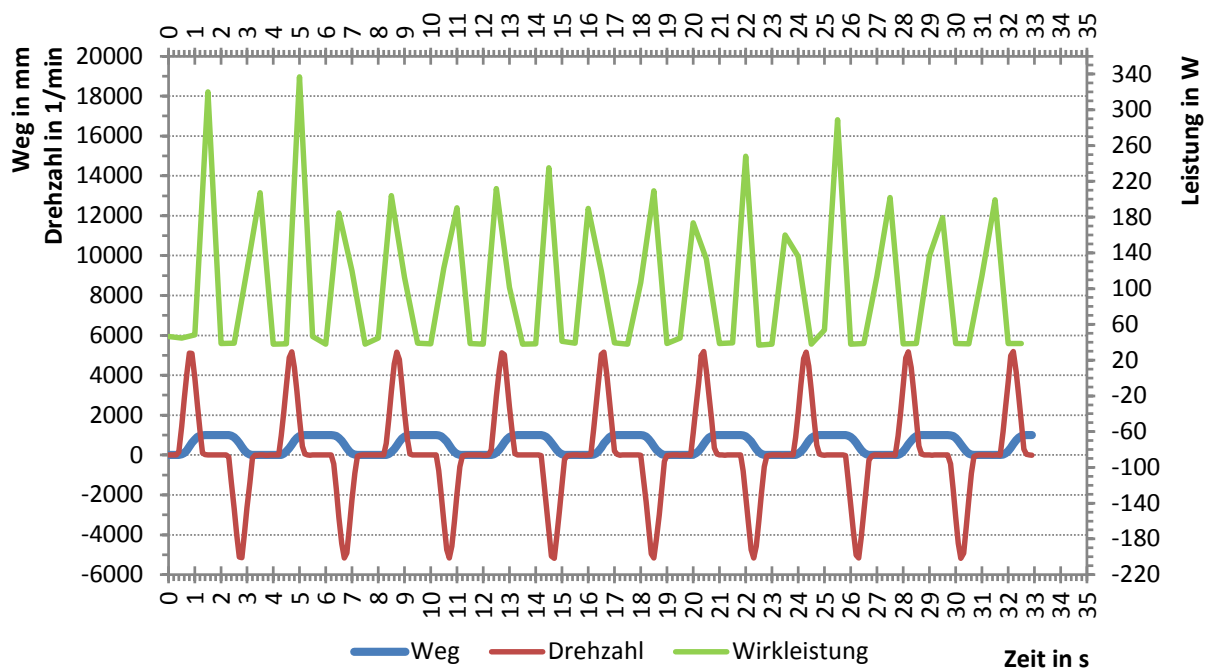


Abbildung 5.6: Bewegung und Leistung bei 0,9 s und 20,5 kg

Bei Prüfung der Messwerte auf Plausibilität durch rechnerische Ermittlung der zur Bewegung notwendigen Leistung stellt man besonders bei kleinen Positionierzeiten und großen Massen eine erhebliche Differenz zwischen den Ergebnissen fest (vgl. Abbildung 5.7). In diesem Fall ist aber nicht die Steuerung oder Regelung Grund für die Abweichungen, sondern das nicht genügend auflösende Leistungsmessinstrument.

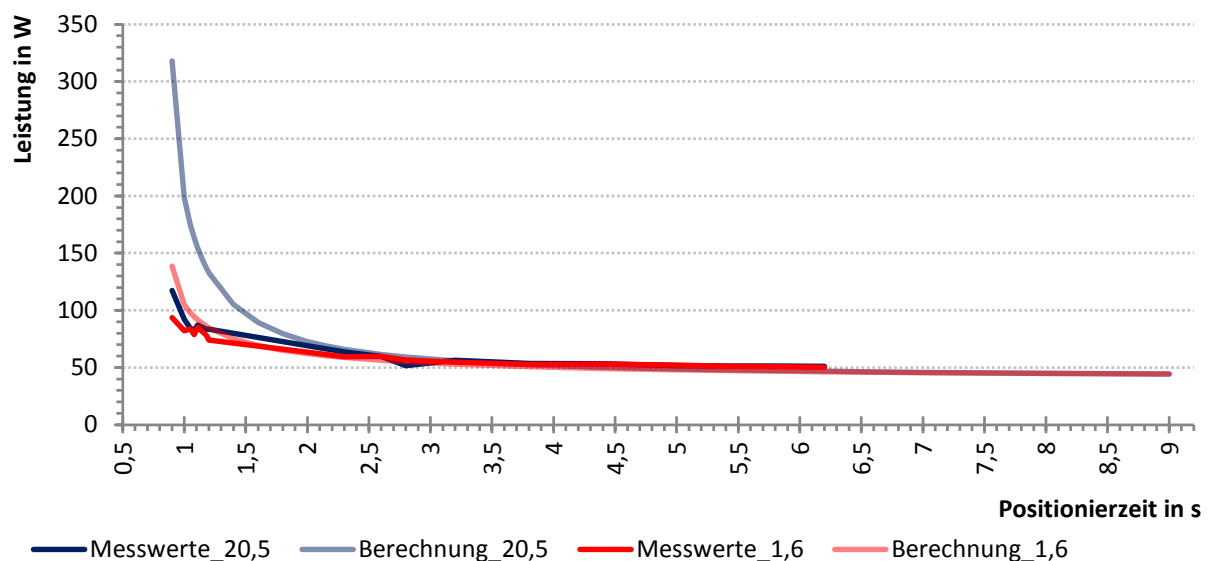


Abbildung 5.7: Abweichung zwischen berechneter und gemessener Leistung

Der Power Logger 1735 von Fluke bietet eine maximale Messauflösung von 0,5 s, das heißt, pro Sekunde werden dann 2 Messwerte aufgenommen. Da mit zunehmender Masse bei reibungsarm gelagerten Linearachsen hauptsächlich das Trägheitsmoment beeinflusst wird, steigt wie unter 5.2.1 beschrieben, bei kleiner werdenden Beschleunigungszeiten die notwendige Leistung an. Bei Positionierzeiten von 0,9 s wirkt die Beschleunigungsleistung gerade für 0,391 s. Es wäre daher reiner Zufall, wenn das Messgerät genau zum Zeitpunkt der maximalen Leistungsaufnahme einen Messwert speichert. Da im Diagramm trotz der messtechnisch bedingten Abweichungen tendenziell übereinstimmende Verläufe erkennbar sind, kann davon ausgegangen werden, dass das entwickelte Berechnungsmodell praxisnahe Ergebnisse liefert. Die bewegte Masse hat demzufolge deutlich größeren Einfluss auf die Leistungsaufnahme, als die vorliegenden Messwerte belegen können. Theoretisch werden bei einer Positionierzeit von 0,9 s und einer Gewichtsreduzierung um 19 kg bis zu 56 % weniger Energie benötigt. Dabei bezieht sich die angestrebte Gewichtsreduzierung selbstverständlich auf die bewegten Teile der Montageanlage. Denn ein Kunde ist mit Sicherheit schwer davon zu überzeugen, seine herzustellenden Produkte leichter auszuführen, um die Montageanlage effizienter erscheinen zu lassen.

#### 5.4. Einfluss der Beschleunigung auf den Energiebedarf

Die Beschleunigung bestimmt den Anstieg der Rampen des trapezförmigen Bewegungsprofils und hat daher, ebenso wie die Positionierzeit, direkte Auswirkungen auf Drehzahl und Moment. Von entscheidendem Vorteil ist dabei, dass die Beschleunigung trotz Forderung nach kurzen Positionierzeiten und meist unabhängig vom technologischen Prozess beliebig gewählt werden kann. Das heißt also, lediglich durch Anpassen des programmierbaren Beschleunigungsparameters im Motorsteller, kann die Maximaldrehzahl des Motors, innerhalb der physikalischen Grenzen, ohne nennenswerten Aufwand und gänzlich ohne zusätzliche Investitionen, frei bestimmt werden. Aus funktionaler Sicht ist die Anpassung der Beschleunigung in der Regel unbedenklich, da die zu transportierenden Werkstücke ohnehin bei Transport und Bearbeitung eingespannt sind.

Zur Ermittlung einer optimalen Beschleunigung für den jeweiligen Anwendungsfall wurden am Prüfstand mehrere Messreihen mit Beschleunigungswerten von 5 – 50 m/s<sup>2</sup> und verschiedenen Massen durchgeführt. Allerdings konnten mit der verfügbaren Auflösung des

Messgerätes und der begrenzten Belastbarkeit der Achsen nicht genügend Werte ermittelt werden, um verallgemeinerbare Aussagen treffen zu können.

Abbildung 5.8 stellt daher die theoretisch berechneten Abhängigkeiten der Leistung von der Beschleunigung, unter verschiedenen Belastungen dar. Der Berechnungen wurde eine Positionierzeit von 1 s zu Grunde gelegt, damit die benötigte Energie ebenfalls direkt im Diagramm abgelesen werden kann. Die Kurvenverläufe zeigen, dass die Bedeutung des programmierten Beschleunigungswertes bei größeren Massen deutlich zunimmt. Außerdem ist gut zu erkennen, dass keine extrem hohe oder niedrige Beschleunigung optimal ist, sondern alle Kurven, unabhängig von der Masse, bei einem Wert um  $10 \text{ m/s}^2$  ein Minimum haben.

Die Beschleunigung bietet aufgrund dieser Argumentation offensichtlich die ideale Möglichkeit, eine energetisch optimierte Bewegung zu modellieren. Immerhin bietet sich so die Möglichkeit, mit geringstem Aufwand bis zu 36 % Energie zu sparen.

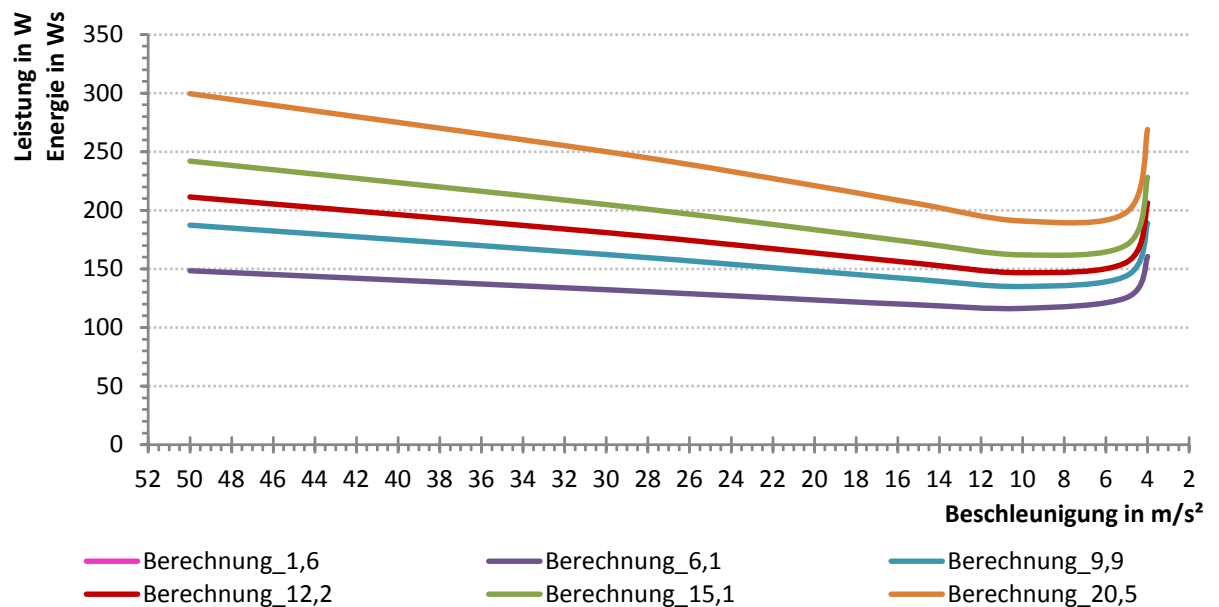


Abbildung 5.8: Leistung und Energie in Abhängigkeit der Beschleunigung

## 5.5. Vergleich Betriebskosten elektrische und pneumatische Antriebe

In den vorhergehenden Kapiteln wurden Optimierungsmöglichkeiten linearer Zustellbewegungen im Detail untersucht und bewertet. Dabei wurden mögliche Energieersparnisse im Bereich weniger hundert Wattsekunden bei Verwendung effizienter Antriebs- und Steuerungstechnik festgestellt. Dies scheint, in Anbetracht der zum Teil enormen Anschaffungskosten, für den Käufer der Montageanlage eher von untergeordneter Bedeutung zu sein. Allerdings sei nochmals darauf hingewiesen, dass sich bislang alle Energien und Kosten auf eine Achse und einen Hub, also eine einzige Ausfahrbewegung, bezogen haben. Geht man davon aus, dass die entwickelten Montageanlagen in mehrschichtiger Serienfertigung betrieben werden und die betrachteten Komponenten durchweg am Produktionsprozess beteiligt sind, so ergeben sich bereits nach einem Jahr beachtliche Betriebskosten. In Abbildung 5.9 sind beispielhaft die zu erwartenden Kostenverläufe der jeweiligen Linearantriebe über einer Nutzungsdauer von 5 Jahren dargestellt.

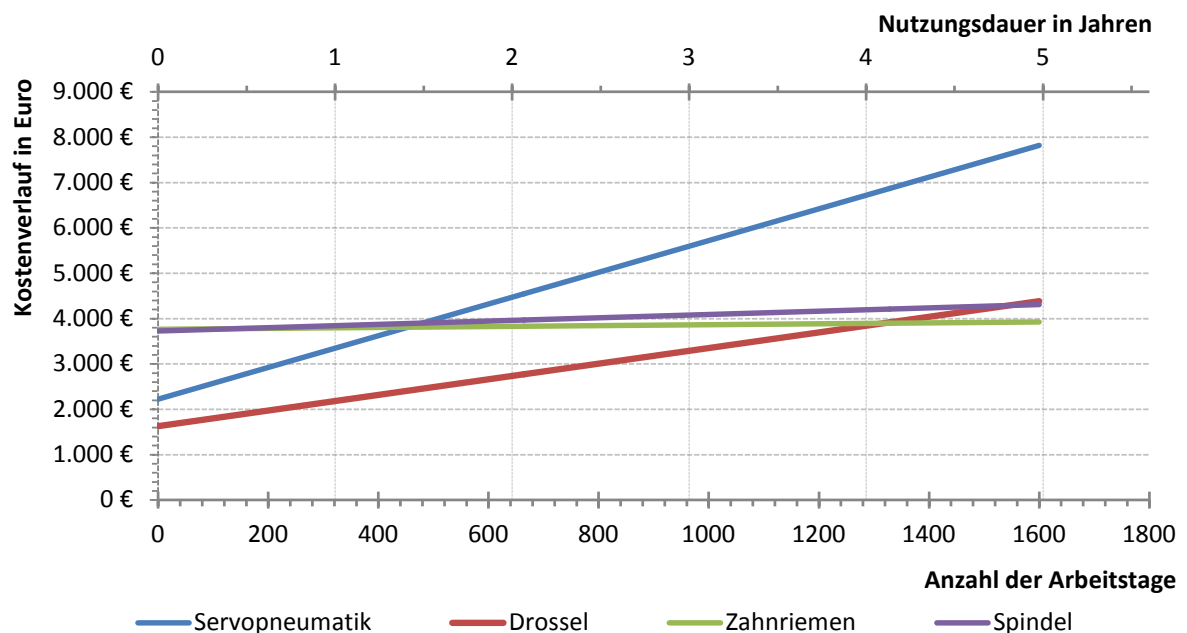


Abbildung 5.9: Kostenverläufe der Linearantriebe

Dabei ist gut zu erkennen, dass sich die deutlich höheren Anschaffungskosten der elektrischen Antriebe bereits nach eineinhalb Jahren gegenüber dem servopneumatischen Antrieb amortisieren. Das aus Sicht der Betriebskosten schlechte Abschneiden der Pneumatik ist dem sehr schlechten Wirkungsgrad bei der Drucklufterzeugung geschuldet. In obigem Diagramm sind die über der Lebensdauer anfallenden Kosten für Reparatur und Instandhaltung nicht berücksichtigt, da diese wie in Kapitel 3.1.2 besprochen, stark von der firmeninternen Instandhaltungsstrategie und geplanter Nutzungsdauer abhängen. Im Sondermaschinenbau und speziell im Automotivbereich sind modellwechselbedingt zum Teil aller 3 Jahre Änderungen im Produktionslayout notwendig. Sodass die Wartung der modernen Antriebstechnik teilweise gar nicht nötig wird oder zumindest nur einen sehr geringen Teil der Betriebskosten ausmacht.

Ein nicht zu vernachlässigender Kostenfaktor bei der Wahl des Antriebskonzeptes sind die Installations- und Inbetriebnahmekosten. Auch sie fanden in

Abbildung 5.9 keine Berücksichtigung, da die Angabe eines pauschalisierten Betrags praktisch nicht möglich ist. Der Installationsaufwand ist bei allen vier Antriebssystem ähnlich. Sowohl für Pneumatik als auch für elektrische Antriebe ist ein Sicherheitskreis unbedingt notwendig, das heißt, eine Elektroprojektierung muss in jedem Fall erfolgen. Im Fall eines Pneumatikantriebs müssen zur Beförderung des Arbeitsmediums Schläuche und bei den elektrischen Antrieben Leistungs- und Steuerkabel verlegt werden. Voraussetzung ist natürlich immer das Vorhandensein eines Druckluftnetzes und eines elektrischen Anschlusses. Da dies bei der SITEC prinzipiell im Lastenheft als Forderung an den Auftraggeber vermerkt ist, wird auch in dieser Arbeit von der Verfügbarkeit der entsprechenden Anschlüsse ausgegangen. Grundlegende Unterschiede zwischen den Antriebsprinzipen gibt es allerdings bei der Inbetriebnahme. Hier bietet die servopneumatische Steuerung mit ihrer integrierten Teach-Funktion die einfachste, schnellste und daher auch billigste Möglichkeit, die Achse in kontrollierte Bewegung zu versetzen. Die Drosselsteuerung erfordert da schon mehr Erfahrung und technisches Feingefühl vom Monteur. Hier entsteht, je nach geforderter Bewegungsgenauigkeit, ein erheblicher Zeitaufwand durch die Try-and-Error-Methode. Am aufwendigsten ist aber zweifellos die Inbetriebnahme eines elektrischen Servoantriebs. Doch grade dieser lässt sich aufgrund hersteller- und typbedingter Differenzen bei der Parametrierung nicht an einem allgemeingültigen Wert festmachen. Der Lexium-Steller von Schneider Electric bietet dabei

durch seine komfortable Inbetriebnahmesoftware eine verhältnismäßig überschaubare und schnelle Möglichkeit, den Antrieb auf die jeweiligen Gegebenheiten abzustimmen. Komplexere Antriebssysteme wie etwa die SINAMICS-Baureihe von Siemens erfordern zum Teil die Bearbeitung mehrerer hundert Parameter zur Festlegung des Bewegungsprofils. Im Fall des Prüfstandes beliefen sich die Installationskosten der elektrischen Achsen auf 1.612,00 Euro, exklusive der Inbetriebnahme, da die Achsen ja mit der Inbetriebnahmesoftware gesteuert wurden und daher kein Programmieraufwand nötig war.

Um den Einfluss der besprochenen Faktoren auf den Energiebedarf einer gesamten Anlage zu untersuchen, wurde außerdem eine Leistungsmessung an einer bereits in Betrieb befindlichen Anlage vorgenommen. Abbildung 5.10 zeigt das von der SITEC entwickelte Laserbearbeitungszentrum LS64.



Abbildung 5.10: SITEC Laserbearbeitungszentrum LS64

Speziell für die Messung wurde ein CNC-Programm erstellt, das den Einfluss der bewegten Massen auf die Leistungsaufnahme der Maschine veranschaulichen soll. Dazu wurden die drei Hauptbewegungsachsen getrennt voneinander, zuerst sehr langsam und danach sehr schnell und mit großer Beschleunigung, bewegt. Abbildung 5.11 stellt den Verlauf der Leistungsaufnahme der entsprechenden Bewegungsphasen dar.

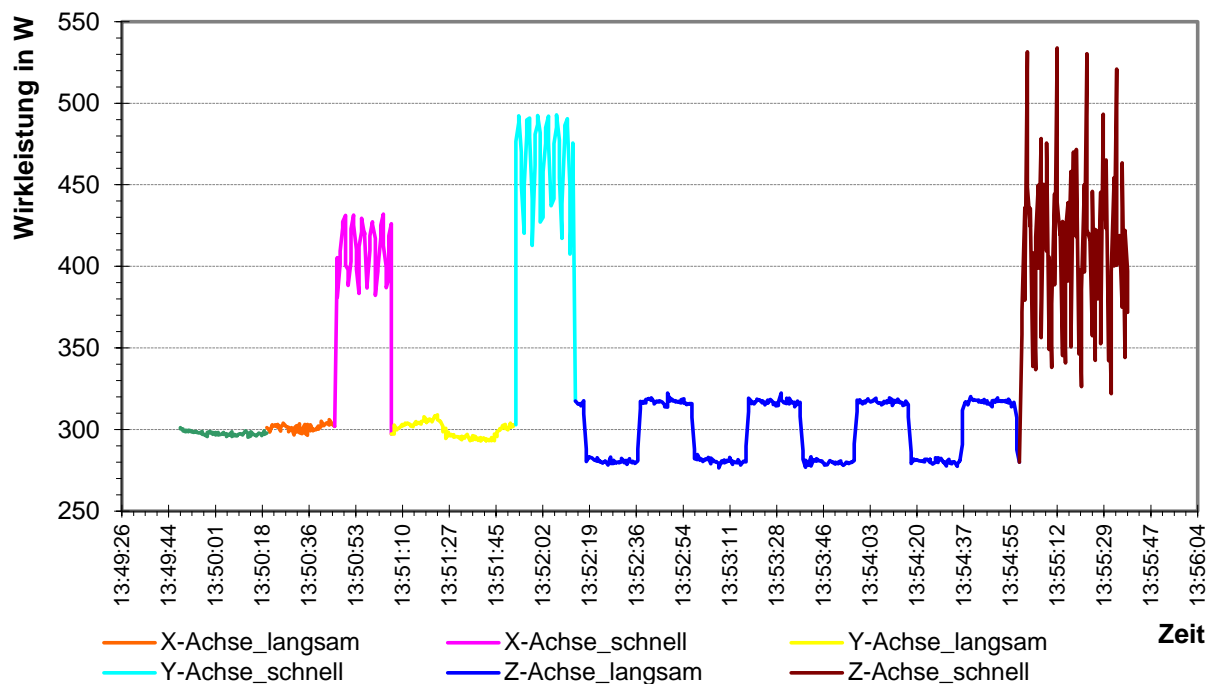


Abbildung 5.11: Energieaufnahme LS64

Die Messung belegt, dass durch Gewichtsreduzierung der Bewegungsachsen eine erhebliche Energieeinsparung erreicht werden kann. So konnten maximale Einsparpotenziale von 34,4 % bei der X-Achse, 37,4 % bei der Z-Achse und bis zu 52,7 % bei der Y-Achse ermittelt werden. Theoretisch könnte durch konsequenten Leichtbau Energie von bis zu 1935,2 kW/h pro Jahr im Zweischichtbetrieb eingespart werden. Dies entspräche Energiekosten von 232,22 Euro pro Maschine. Geht man von einer durchgängigen Leichtbauweise bei allen Produktionsanlagen aus, ergibt sich daher ein enormes Potenzial zur Kostenreduzierung.



## 6. Zusammenfassung

Ziel der Arbeit war vordergründig die Untersuchung des Optimierungspotenzials von Produktionsnebenprozessen in Form translatorischer Handling- und Positionieraufgaben. Dazu wurde ein Berechnungsschema entwickelt, dass dem Nutzer ermöglicht, anhand der wirkenden Belastungen, die Energieaufnahme pneumatischer und elektrischer Antriebe im Vorhinein theoretisch abzuschätzen. Zur Prüfung und Beurteilung der theoretischen Annahmen wurden außerdem experimentelle Untersuchungen und Messungen an einem eigens zu diesem Zweck entwickeltem Demonstrator durchgeführt. Mit einigen funktionalen und messtechnischen Einschränkungen wurden Messergebnisse erzielt, die sich auf gleichem Niveau mit den Berechnungen befinden.

Während der Bearbeitung des vorliegenden Themas kristallisierte sich ein konkreter Anwendungsbereich mit eigenen Anforderungen heraus. Demnach sollte mit dem Ziel der Projektierung möglichst energieeffizienter Montageanlagen, unter Berücksichtigung der wirtschaftlichen Verhältnismäßigkeit, bereits in der Entwicklungsphase der Energiebedarf der einzelnen Baugruppen abgeschätzt werden. Sodass dem Kunden vor Festlegung auf ein bestimmtes Anlagenlayout die Attraktivität energieeffizienter Komponenten anhand konkreter Beträge und Prognosen nahegebracht werden kann. Größte Herausforderung bei diesem Vorhaben ist die praktische Anwendbarkeit, denn diese zusätzliche Leistung des Sondermaschinenbauers darf den Angebots- und Entwicklungsprozess nicht übermäßig verlangsamen. Schlimmstenfalls erhält sonst ein Konkurrent den Zuschlag für das Projekt, weil er sein Konzept einfach schneller vorlegen konnte.

Die Abschätzung des pneumatischen Energiebedarfs erfolgt, wie nachgewiesen wurde, mit Hilfe der spezifischen Leistung der jeweiligen Druckluftversorgungsnetzes und der geometrischen Zylinderabmessung, unter Berücksichtigung eventueller Korrekturfaktoren für die verwendeten Steuerungen. Die Ermittlung des Energiebedarfs der elektrischen Antriebe ist da schon komplexer und hängt von mehreren Faktoren ab. In Abbildung 6.1 sind die Zusammenhänge von Positionierzeit, Masse und Energiebedarf veranschaulicht. Darstellungsbedingt lassen sich aus dem Diagramm kaum konkrete Werte ablesen, dies ist bei kurzen Positionierzeiten bis 5 s aber auch nicht zwingend notwendig, da die benötigte Energie in diesem Bereich unterhalb 200 Ws liegt und als gering eingestuft werden kann. Einzig bei großen Massen von über 15 kg steigt die notwendige Energie auf über 250 Ws an.

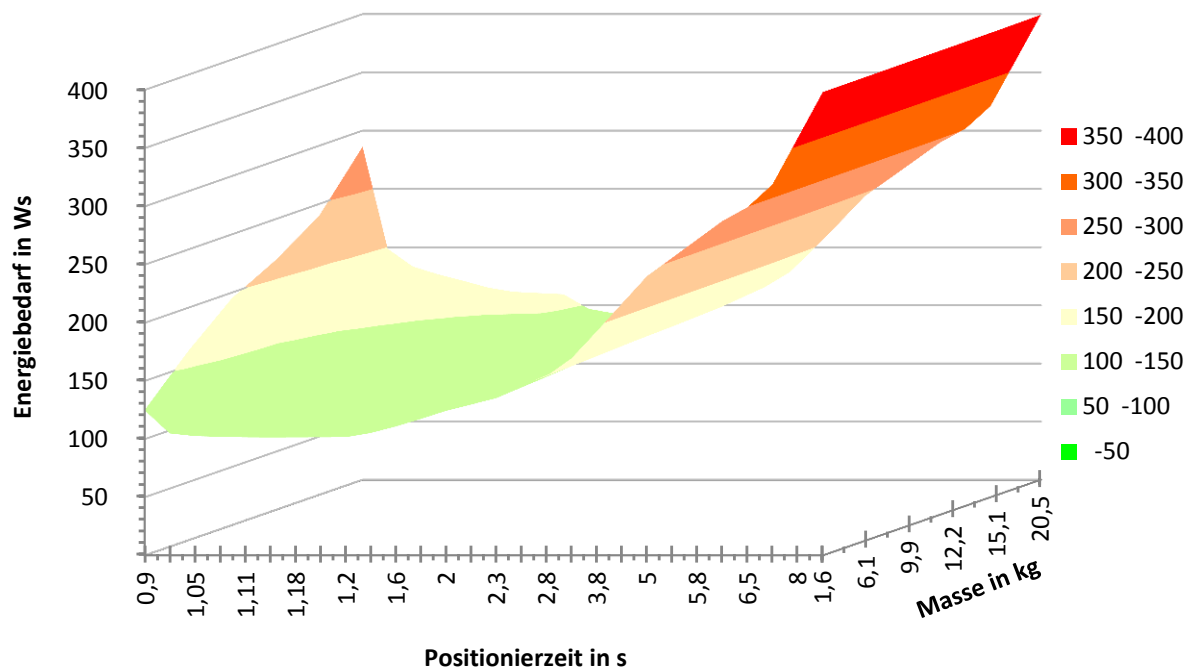


Abbildung 6.1: Abhängigkeit der Energie von Masse und Zeit

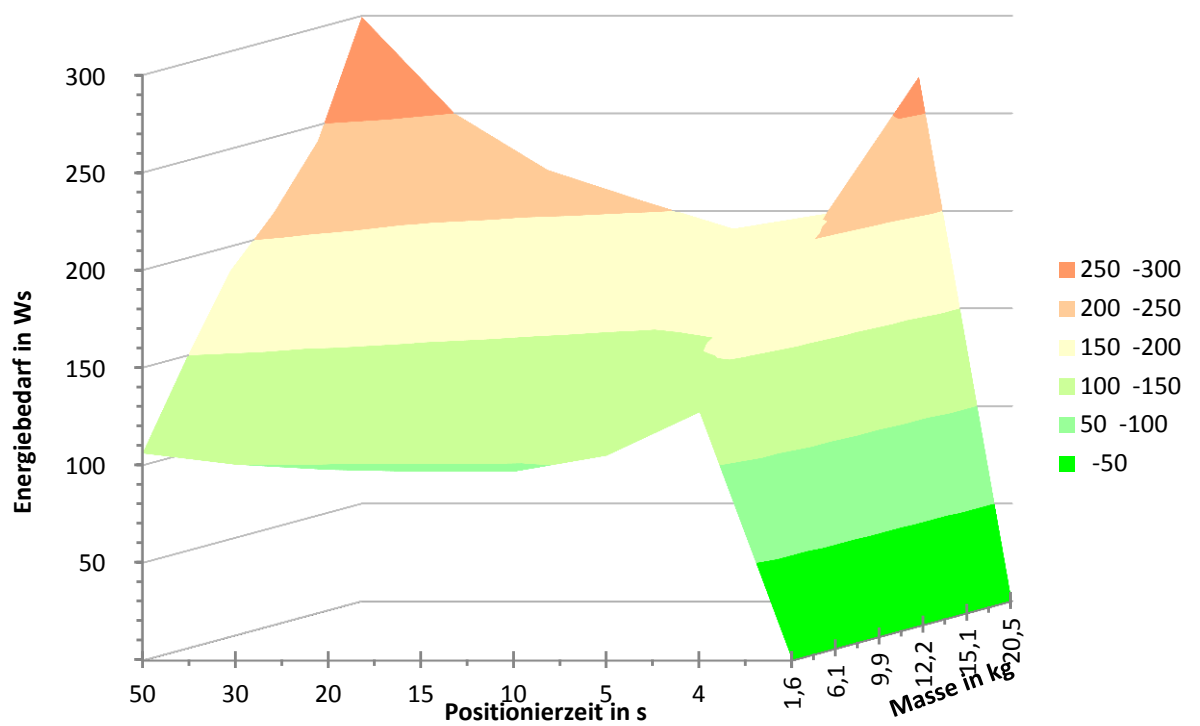


Abbildung 6.2: Abhängigkeit der Energie von Masse und Beschleunigung

Auch Abbildung 6.2 bestätigt durch die Darstellung der Abhängigkeiten des Energiebedarfs von Masse und Beschleunigung, dass bestimmte Bereiche mehr und andere weniger Einfluss auf die Energie haben. Eine Einteilung oft verwendeter Lineareinheiten in festgelegte Leistungsklassen ist demzufolge möglich und durchaus sinnvoll.

## 7. Ausblick

Die gewonnenen Erkenntnisse aus theoretischen Berechnungen und durchgeführten Messungen haben belegt, dass eine Klassifizierung pneumatischer und auch elektrischer Lineareinheiten, unter den bei der SITEC herrschenden Einsatzbedingungen, möglich ist. Das angestrebte Ziel, ein praktikables Verfahren zur frühzeitigen Abschätzung des Energiebedarfs einer Montageanlage zu entwickeln, ist daher erreicht worden. Im nächsten Schritt wäre die Entwicklung und Umsetzung eines Tools für den täglichen Gebrauch im Unternehmen anzustreben, das die Projektingenieure bei der Erstellung verschieden effizienter Anlagenlayouts unterstützt. Denkbar wäre beispielsweise die Hinterlegung der aus den Datenblättern benötigten Angaben der Lineareinheiten in einer Datenbank, ergänzt durch die nun abschätzbaren Werte der Energieklassen.

Dies wäre jedoch erst der Anfang einer ganzheitlichen Anlagenbetrachtung, denn die komplexen Montageanlagen der SITEC bestehen nicht ausschließlich aus Linearachsen, die translatorische Zustellbewegungen ausführen. Die Untersuchungen müssten unter anderem noch auf Rundschalttische, Greifer, Förderbänder, Lineardirektantriebe und Industrieroboter ausgeweitet werden. Außerdem müssen dann auch die bis dato völlig außer Acht gelassenen Hauptprozesse, wie die SITEC-typischen Laserapplikationen, in die Betrachtung einbezogen werden.

## Literaturverzeichnis

- [1] Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena), "Informationsblätter Druckluftsysteme," *Energieeffizienz im Elektrizitätsbereich*, 2007.
- [2] Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena). Druckluft. [Online].  
[http://www.energieforum.ru/de/energieeffizienz/industrie\\_und\\_gewerbe/druckluft/](http://www.energieforum.ru/de/energieeffizienz/industrie_und_gewerbe/druckluft/)
- [3] Immo Zoch, *Ergebnisse einer Umfrage zur Energieeffizienz in Industrie und Gewerbe*. Berlin: Initiative Energieeffizienz, 2009.
- [4] SITEC Industrietechnologie GmbH. SITEC Industrietechnologie. [Online].  
<http://www.sitec-chemnitz.de/>
- [5] Verein Deutscher Ingenieure, "VDI 2884," Düsseldorf, 2005.
- [6] Bernhard Moosmann, "Elektrisch oder pneumatisch?," *HANDLING*, vol. Handlingsysteme, no. 235, Dec. 2009.
- [7] Franz-Josef Hölken Volker von der Heide, *Steuerungstechnik Metall*, 13th ed. Troisdorf: Bildungsverlag EINS GmbH, 2009.
- [8] Cuthbertson Laird Group. Cuthbertson Laird. [Online].  
[www.cuthbertsonlaird.co.uk/Detail.asp?ProdID=428](http://www.cuthbertsonlaird.co.uk/Detail.asp?ProdID=428)
- [9] Fluke Deutschland GmbH. (2010, Jan.) Fluke. [Online].  
<http://www.fluke.de/comx/products.aspx?locale=dede&product=all>
- [10] RECTUS GmbH. RECTUS. [Online].  
<http://www.rectus.de/rectus/index.php?lang=de&kID=30&psID=1&pmID=7&serie=111>
- [11] Festo AG & Co. KG, *System-Beschreibung Soft Stop Typ SPC11 (196 723)*, Festo AG & Co. KG, Ed. Esslingen, 2006.

## **Anlagenverzeichnis**

<b>Anlage 1: Berechnung Lineareinheiten .....</b>	<b>62</b>
<b>Anlage 2: Datenblätter der Linearachsen .....</b>	<b>78</b>
<b>Anlage 3: LCC relevante Kostenarten .....</b>	<b>84</b>

## Anlage 1: Berechnung Lineareinheiten

### Zanhriemenachse Festo EGC - 80 - 1000 -TB

Arbeitstage pro Jahr:	AT := 324
Betriebsstunden pro Arbeitstag:	BS := 16
geplante Nutzungsdauer der Anlage:	ND := 8·Jahr
Strompreis pro kWh:	SP := $0.12 \cdot \frac{\text{Eur}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$
Sicherheitsfaktor:	S := 1
Masse des Werkstücks zu Beginn des Arbeitsspiels:	$m_L := 0 \cdot \text{kg}$
Einbauwinkel der Achse zur Horizontalen:	$\alpha := 0 \cdot \text{Grad}$
zusätzliche Kräfte auf das Werkstück: (entgegen der positiven Bewegungsrichtung!)	$F_{\text{zus}} := 0 \cdot \text{N}$

#### - Lastfälle:

Masseänderung:	Weg:	Zeit:	Bewegungsrichtung:	Beschleunigung:
$m_{z1} := 1.6 \cdot \text{kg}$	$s_1 := 995 \cdot \text{mm}$	$t_1 := 1 \cdot \text{s}$	( vor ) BR1 := 1	$a_1 := 5 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$m_{z2} := 6.1 \cdot \text{kg}$	$s_2 := 995 \cdot \text{mm}$	$t_2 := 1 \cdot \text{s}$	( vor ) BR2 := 1	$a_2 := 5 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$m_{z3} := 9.9 \cdot \text{kg}$	$s_3 := 995 \cdot \text{mm}$	$t_3 := 1 \cdot \text{s}$	( vor ) BR3 := 1	$a_3 := 5 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$m_{z4} := 12.2 \cdot \text{kg}$	$s_4 := 995 \cdot \text{mm}$	$t_4 := 1 \cdot \text{s}$	( vor ) BR4 := 1	$a_4 := 5 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$m_{z5} := 15.1 \cdot \text{kg}$	$s_5 := 995 \cdot \text{mm}$	$t_5 := 1 \cdot \text{s}$	( vor ) BR5 := 1	$a_5 := 5 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$m_{z6} := 20.5 \cdot \text{kg}$	$s_6 := 995 \cdot \text{mm}$	$t_6 := 1 \cdot \text{s}$	( vor ) BR6 := 1	$a_6 := 5 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

#### Daten der Achse: Festo EGC - 80 - 1000 - TB

$p := 90 \cdot \text{mm}$
$\eta_{\text{Arb}} := 1$
$M_{\text{Leer}} := 0.4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
$m_S := 0.55 \cdot \text{kg}$

#### Daten des Getriebes: Neugart PLE 40 - 4

$i_G := 4$
$\eta_G := 0.96$
$J_{\text{Getriebe}} := 0.022 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}^2$

$$J_{\text{Arb1}} := 205.9 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 126.73 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 18.8 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \cdot 1000 \cdot \text{mm} + 205 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{kg}} \cdot (m_{z1} + m_L)$$

$$J_{\text{Arb2}} := 205.9 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 126.73 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 18.8 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \cdot 1000 \cdot \text{mm} + 205 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{kg}} \cdot (m_{z2} + m_L)$$

$$J_{\text{Arb3}} := 205.9 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 126.73 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 18.8 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \cdot 1000 \cdot \text{mm} + 205 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{kg}} \cdot (m_{z3} + m_L)$$

$$J_{\text{Arb4}} := 205.9 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 126.73 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 18.8 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \cdot 1000 \cdot \text{mm} + 205 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{kg}} \cdot (m_{z4} + m_L)$$

$$J_{\text{Arb5}} := 205.9 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 126.73 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 18.8 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \cdot 1000 \cdot \text{mm} + 205 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{kg}} \cdot (m_{z5} + m_L)$$

$$J_{\text{Arb6}} := 205.9 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 126.73 \cdot \text{kg} \cdot \text{mm}^2 + 18.8 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \cdot 1000 \cdot \text{mm} + 205 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{kg}} \cdot (m_{z6} + m_L)$$

Motordaten: Schneider Electric BSH 0551T - LXM 05\_D10F1

$$M_{\text{Nenn}} := 0.43 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$n_{\text{Nenn}} := 6000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$K_D := 0.36 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{A}}$$

$$J_{\text{Motor}} := 0.00001 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$K_E := 22 \cdot \frac{\text{V}}{1000 \cdot \text{min}^{-1}}$$

$$I_{\text{eff}} := \frac{M_{\text{Nenn}}}{K_D}$$

$$P_{\text{Nenn}} := 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{Nenn}} \cdot n_{\text{Nenn}}$$

$$I_{\text{eff}} = 1.194 \text{ A}$$

$$P_{\text{Nenn}} = 270.177 \text{ W}$$

$$U_{\text{eff}} := K_E \cdot n_{\text{Nenn}}$$

$$P_{\text{elek}} := U_{\text{eff}} \cdot I_{\text{eff}} \cdot \sqrt{2}$$

$$U_{\text{eff}} := 230 \cdot \text{V}$$

$$P_{\text{elek}} = 388.516 \text{ W}$$

Motorwirkungsgrad:

$$\eta_M := \frac{P_{\text{Nenn}}}{P_{\text{elek}}}$$

$$\eta_M = 69.541 \%$$



Zeit für Beschleunigung und Verzögerung:

$$t_{a11} := \frac{t_1}{2} + \sqrt{\frac{t_1^2}{4} - \left| \frac{s_1}{a_1} \right|} \quad t_{a12} := \frac{t_1}{2} - \sqrt{\frac{t_1^2}{4} - \left| \frac{s_1}{a_1} \right|} \quad t_{a12} = 0.274 \text{ s}$$

$$t_{a21} := \frac{t_2}{2} + \sqrt{\frac{t_2^2}{4} - \left| \frac{s_2}{a_2} \right|} \quad t_{a22} := \frac{t_2}{2} - \sqrt{\frac{t_2^2}{4} - \left| \frac{s_2}{a_2} \right|} \quad t_{a22} = 0.274 \text{ s}$$

$$t_{a31} := \frac{t_3}{2} + \sqrt{\frac{t_3^2}{4} - \left| \frac{s_3}{a_3} \right|} \quad t_{a32} := \frac{t_3}{2} - \sqrt{\frac{t_3^2}{4} - \left| \frac{s_3}{a_3} \right|} \quad t_{a32} = 0.274 \text{ s}$$

$$t_{a41} := \frac{t_4}{2} + \sqrt{\frac{t_4^2}{4} - \left| \frac{s_4}{a_4} \right|} \quad t_{a42} := \frac{t_4}{2} - \sqrt{\frac{t_4^2}{4} - \left| \frac{s_4}{a_4} \right|} \quad t_{a42} = 0.274 \text{ s}$$

$$t_{a51} := \frac{t_5}{2} + \sqrt{\frac{t_5^2}{4} - \left| \frac{s_5}{a_5} \right|} \quad t_{a52} := \frac{t_5}{2} - \sqrt{\frac{t_5^2}{4} - \left| \frac{s_5}{a_5} \right|} \quad t_{a52} = 0.274 \text{ s}$$

$$t_{a61} := \frac{t_6}{2} + \sqrt{\frac{t_6^2}{4} - \left| \frac{s_6}{a_6} \right|} \quad t_{a62} := \frac{t_6}{2} - \sqrt{\frac{t_6^2}{4} - \left| \frac{s_6}{a_6} \right|} \quad t_{a62} = 0.274 \text{ s}$$

Zeit in der mit konstanter Geschwindigkeit  
verfahren wird:

$$t_{c1} := t_{a11} - t_{a12} \quad t_{c1} = 0.452 \text{ s}$$

$$t_{c2} := t_{a21} - t_{a22} \quad t_{c2} = 0.452 \text{ s}$$

$$t_{c3} := t_{a31} - t_{a32} \quad t_{c3} = 0.452 \text{ s}$$

$$t_{c4} := t_{a41} - t_{a42} \quad t_{c4} = 0.452 \text{ s}$$

$$t_{c5} := t_{a51} - t_{a52} \quad t_{c5} = 0.452 \text{ s}$$

$$t_{c6} := t_{a61} - t_{a62} \quad t_{c6} = 0.452 \text{ s}$$

Maximale Hubanzahl pro Minute:

$$n_1 := \frac{1}{t_1} \quad n_1 = 60 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_2 := \frac{1}{t_2} \quad n_2 = 60 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_3 := \frac{1}{t_3} \quad n_3 = 60 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_4 := \frac{1}{t_4} \quad n_4 = 60 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_5 := \frac{1}{t_5} \quad n_5 = 60 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_6 := \frac{1}{t_4} \quad n_6 = 60 \frac{1}{\text{min}}$$

konstante Geschwindigkeit:

$v_{c1} := t_{a12} \cdot a_1$	$v_{c1} = 1.371 \text{ m s}^{-1}$
$v_{c2} := t_{a22} \cdot a_2$	$v_{c2} = 1.371 \text{ m s}^{-1}$
$v_{c3} := t_{a32} \cdot a_3$	$v_{c3} = 1.371 \text{ m s}^{-1}$
$v_{c4} := t_{a42} \cdot a_4$	$v_{c4} = 1.371 \text{ m s}^{-1}$
$v_{c5} := t_{a52} \cdot a_5$	$v_{c5} = 1.371 \text{ m s}^{-1}$
$v_{c6} := t_{a62} \cdot a_6$	$v_{c6} = 1.371 \text{ m s}^{-1}$

Drehzahländerung während des  
Beschleunigungsvorgangs:

während Beschleunigung  
zurückgelegter Weg:

$\Delta n_1 := \frac{v_{c1} \cdot i_G}{p}$	$\Delta n_1 = 3655.576 \frac{1}{\text{min}}$	$s_{a1} := \frac{\Delta n_1 \cdot t_{a12} \cdot p \cdot i_G}{120}$	$s_{a1} = 50.112 \text{ mm}$
$\Delta n_2 := \frac{v_{c2} \cdot i_G}{p}$	$\Delta n_2 = 3655.576 \frac{1}{\text{min}}$	$s_{a2} := \frac{\Delta n_2 \cdot t_{a22} \cdot p \cdot i_G}{120}$	$s_{a2} = 50.112 \text{ mm}$
$\Delta n_3 := \frac{v_{c3} \cdot i_G}{p}$	$\Delta n_3 = 3655.576 \frac{1}{\text{min}}$	$s_{a3} := \frac{\Delta n_3 \cdot t_{a32} \cdot p \cdot i_G}{120}$	$s_{a3} = 50.112 \text{ mm}$
$\Delta n_4 := \frac{v_{c4} \cdot i_G}{p}$	$\Delta n_4 = 3655.576 \frac{1}{\text{min}}$	$s_{a4} := \frac{\Delta n_4 \cdot t_{a42} \cdot p \cdot i_G}{120}$	$s_{a4} = 50.112 \text{ mm}$
$\Delta n_5 := \frac{v_{c5} \cdot i_G}{p}$	$\Delta n_5 = 3655.576 \frac{1}{\text{min}}$	$s_{a5} := \frac{\Delta n_5 \cdot t_{a52} \cdot p \cdot i_G}{120}$	$s_{a5} = 50.112 \text{ mm}$
$\Delta n_6 := \frac{v_{c6} \cdot i_G}{p}$	$\Delta n_6 = 3655.576 \frac{1}{\text{min}}$	$s_{a6} := \frac{\Delta n_6 \cdot t_{a62} \cdot p \cdot i_G}{120}$	$s_{a6} = 50.112 \text{ mm}$

Massenträgheitsmomente in Bezug auf die Motorwelle:

$$J_{\text{Masse1}} := (m_L + m_{z1} + m_S) \cdot \left( \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot i_G} \right)^2 \quad J_{\text{Masse1}} = 0.0000276 \text{ kg m}^2$$

$$J_{\text{Masse2}} := (m_L + m_{z2} + m_S) \cdot \left( \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot i_G} \right)^2 \quad J_{\text{Masse2}} = 0.0000853 \text{ kg m}^2$$

$$J_{\text{Masse3}} := (m_L + m_{z3} + m_S) \cdot \left( \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot i_G} \right)^2 \quad J_{\text{Masse3}} = 0.000134 \text{ kg m}^2$$

$$J_{\text{Masse4}} := (m_L + m_{z4} + m_S) \cdot \left( \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot i_G} \right)^2 \quad J_{\text{Masse4}} = 0.0001635 \text{ kg m}^2$$

$$J_{\text{Masse5}} := (m_L + m_{z5} + m_S) \cdot \left( \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot i_G} \right)^2 \quad J_{\text{Masse5}} = 0.0002007 \text{ kg m}^2$$

$$J_{\text{Masse6}} := (m_L + m_{z6} + m_S) \cdot \left( \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot i_G} \right)^2 \quad J_{\text{Masse6}} = 0.0002699 \text{ kg m}^2$$

wirkende Kräfte am Schlitten der Achse:

$$F_{\text{Leer}} := \frac{M_{\text{Leer}} \cdot 2 \cdot \pi}{p} \quad F_{\text{Leer}} = 27.925 \text{ N}$$

$$F_{\text{ab1}} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z1} + m_S) \cdot g \quad F_{\text{ab1}} = 0 \text{ N}$$

$$F_{\text{ab2}} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z2} + m_S) \cdot g \quad F_{\text{ab2}} = 0 \text{ N}$$

$$F_{\text{ab3}} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z3} + m_S) \cdot g \quad F_{\text{ab3}} = 0 \text{ N}$$

$$F_{\text{ab4}} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z4} + m_S) \cdot g \quad F_{\text{ab4}} = 0 \text{ N}$$

$$F_{\text{ab5}} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z5} + m_S) \cdot g \quad F_{\text{ab5}} = 0 \text{ N}$$

$$F_{\text{ab6}} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z6} + m_S) \cdot g \quad F_{\text{ab6}} = 0 \text{ N}$$

$$F_{\text{W1}} := F_{\text{Leer}} + (F_{\text{ab1}} + F_{\text{zus}}) \cdot \text{BR1} \quad F_{\text{W1}} = 27.925 \text{ N}$$

$$F_{\text{W2}} := F_{\text{Leer}} + (F_{\text{ab2}} + F_{\text{zus}}) \cdot \text{BR2} \quad F_{\text{W2}} = 27.925 \text{ N}$$

$$F_{\text{W3}} := F_{\text{Leer}} + (F_{\text{ab3}} + F_{\text{zus}}) \cdot \text{BR3} \quad F_{\text{W3}} = 27.925 \text{ N}$$

$$F_{\text{W4}} := F_{\text{Leer}} + (F_{\text{ab4}} + F_{\text{zus}}) \cdot \text{BR4} \quad F_{\text{W4}} = 27.925 \text{ N}$$

$$F_{\text{W5}} := F_{\text{Leer}} + (F_{\text{ab5}} + F_{\text{zus}}) \cdot \text{BR5} \quad F_{\text{W5}} = 27.925 \text{ N}$$

$$F_{\text{W6}} := F_{\text{Leer}} + (F_{\text{ab6}} + F_{\text{zus}}) \cdot \text{BR6} \quad F_{\text{W6}} = 27.925 \text{ N}$$

wirkende Lastmomente (bestehend aus Gewichts- und Reibmomenten):

$$M_{\text{Last1}} := \frac{F_{W1} \cdot p}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{i_G \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \quad M_{\text{Last1}} = 0.104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{Last2}} := \frac{F_{W2} \cdot p}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{i_G \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \quad M_{\text{Last2}} = 0.104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{Last3}} := \frac{F_{W3} \cdot p}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{i_G \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \quad M_{\text{Last3}} = 0.104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{Last4}} := \frac{F_{W4} \cdot p}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{i_G \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \quad M_{\text{Last4}} = 0.104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{Last5}} := \frac{F_{W5} \cdot p}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{i_G \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \quad M_{\text{Last5}} = 0.104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{Last6}} := \frac{F_{W6} \cdot p}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{i_G \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \quad M_{\text{Last6}} = 0.104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Beschleunigungsmomente:

$$M_{B1} := 2 \cdot \pi \cdot \left( J_{\text{Motor}} + J_{\text{Getriebe}} + \frac{1}{i_G^2 \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \cdot J_{\text{Arb1}} \right) \cdot \frac{\Delta n_1}{t_{a12}} \quad M_{B1} = 0.079 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{B2} := 2 \cdot \pi \cdot \left( J_{\text{Motor}} + J_{\text{Getriebe}} + \frac{1}{i_G^2 \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \cdot J_{\text{Arb2}} \right) \cdot \frac{\Delta n_2}{t_{a22}} \quad M_{B2} = 0.163 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{B3} := 2 \cdot \pi \cdot \left( J_{\text{Motor}} + J_{\text{Getriebe}} + \frac{1}{i_G^2 \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \cdot J_{\text{Arb3}} \right) \cdot \frac{\Delta n_3}{t_{a32}} \quad M_{B3} = 0.233 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{B4} := 2 \cdot \pi \cdot \left( J_{\text{Motor}} + J_{\text{Getriebe}} + \frac{1}{i_G^2 \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \cdot J_{\text{Arb4}} \right) \cdot \frac{\Delta n_4}{t_{a42}} \quad M_{B4} = 0.276 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{B5} := 2 \cdot \pi \cdot \left( J_{\text{Motor}} + J_{\text{Getriebe}} + \frac{1}{i_G^2 \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \cdot J_{\text{Arb5}} \right) \cdot \frac{\Delta n_5}{t_{a52}} \quad M_{B5} = 0.33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{B6} := 2 \cdot \pi \cdot \left( J_{\text{Motor}} + J_{\text{Getriebe}} + \frac{1}{i_G^2 \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Arb}}} \cdot J_{\text{Arb6}} \right) \cdot \frac{\Delta n_6}{t_{a62}} \quad M_{B6} = 0.431 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximalmomente in den jeweiligen Lastfällen:

$$M_{\max 1} := M_{B1} + M_{\text{Last}1}$$

$$M_{\max 1} = 0.183 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\max 2} := M_{B2} + M_{\text{Last}2}$$

$$M_{\max 2} = 0.267 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\max 3} := M_{B3} + M_{\text{Last}3}$$

$$M_{\max 3} = 0.338 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\max 4} := M_{B4} + M_{\text{Last}4}$$

$$M_{\max 4} = 0.38 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\max 5} := M_{B5} + M_{\text{Last}5}$$

$$M_{\max 5} = 0.435 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\max 6} := M_{B6} + M_{\text{Last}6}$$

$$M_{\max 6} = 0.535 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{eff}1} := \sqrt{\frac{2 \cdot M_{\max 1}^2 \cdot t_{a12} + M_{\text{Last}1}^2 \cdot t_{c1}}{t_1}}$$

$$M_{\text{eff}1} = 0.153 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{eff}2} := \sqrt{\frac{2 \cdot M_{\max 2}^2 \cdot t_{a22} + M_{\text{Last}2}^2 \cdot t_{c2}}{t_2}}$$

$$M_{\text{eff}2} = 0.21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{eff}3} := \sqrt{\frac{2 \cdot M_{\max 3}^2 \cdot t_{a32} + M_{\text{Last}3}^2 \cdot t_{c3}}{t_3}}$$

$$M_{\text{eff}3} = 0.26 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{eff}4} := \sqrt{\frac{2 \cdot M_{\max 4}^2 \cdot t_{a42} + M_{\text{Last}4}^2 \cdot t_{c4}}{t_4}}$$

$$M_{\text{eff}4} = 0.29 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{eff}5} := \sqrt{\frac{2 \cdot M_{\max 5}^2 \cdot t_{a52} + M_{\text{Last}5}^2 \cdot t_{c5}}{t_5}}$$

$$M_{\text{eff}5} = 0.329 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{eff}6} := \sqrt{\frac{2 \cdot M_{\max 6}^2 \cdot t_{a62} + M_{\text{Last}6}^2 \cdot t_{c6}}{t_6}}$$

$$M_{\text{eff}6} = 0.402 \text{ N}\cdot\text{m}$$

mittlere Drehzahl:

$$n_{\text{Mittel}1} := \frac{\Delta n_1 \cdot (t_{a12} + t_{c1})}{t_1}$$

$$n_{\text{Mittel}1} = 2653.333 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{\text{Mittel}2} := \frac{\Delta n_2 \cdot (t_{a22} + t_{c2})}{t_2}$$

$$n_{\text{Mittel}2} = 2653.333 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{\text{Mittel3}} := \frac{\Delta n_3 \cdot (t_{a32} + t_{c3})}{t_3}$$

$$n_{\text{Mittel3}} = 2653.333 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{\text{Mittel4}} := \frac{\Delta n_4 \cdot (t_{a42} + t_{c4})}{t_4}$$

$$n_{\text{Mittel4}} = 2653.333 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{\text{Mittel5}} := \frac{\Delta n_5 \cdot (t_{a52} + t_{c5})}{t_5}$$

$$n_{\text{Mittel5}} = 2653.333 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{\text{Mittel6}} := \frac{\Delta n_6 \cdot (t_{a62} + t_{c6})}{t_6}$$

$$n_{\text{Mittel6}} = 2653.333 \frac{1}{\text{min}}$$

aufzubringende Motorleistungen:

$$P_{M1} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_1 \cdot M_{\text{max1}}$$

$$P_{M1} = 70.04 \text{ W}$$

$$P_{M2} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_2 \cdot M_{\text{max2}}$$

$$P_{M2} = 102.142 \text{ W}$$

$$P_{M3} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_3 \cdot M_{\text{max3}}$$

$$P_{M3} = 129.25 \text{ W}$$

$$P_{M4} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_4 \cdot M_{\text{max4}}$$

$$P_{M4} = 145.657 \text{ W}$$

$$P_{M5} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_5 \cdot M_{\text{max5}}$$

$$P_{M5} = 166.345 \text{ W}$$

$$P_{M6} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_6 \cdot M_{\text{max6}}$$

$$P_{M6} = 204.867 \text{ W}$$

$$P_{L1} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_1 \cdot M_{\text{Last1}}$$

$$P_{L1} = 39.876 \text{ W}$$

$$P_{L2} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_2 \cdot M_{\text{Last2}}$$

$$P_{L2} = 39.876 \text{ W}$$

$$P_{L3} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_3 \cdot M_{\text{Last3}}$$

$$P_{L3} = 39.876 \text{ W}$$

$$P_{L4} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_4 \cdot M_{\text{Last4}}$$

$$P_{L4} = 39.876 \text{ W}$$

$$P_{L5} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_5 \cdot M_{\text{Last5}}$$

$$P_{L5} = 39.876 \text{ W}$$

$$P_{L6} := 2 \cdot \pi \cdot \Delta n_6 \cdot M_{\text{Last6}}$$

$$P_{L6} = 39.876 \text{ W}$$

$$P_{\text{äqu1}} := \sqrt{\frac{P_{M1}^2 \cdot t_{a12} + P_{L1}^2 \cdot t_{c1}}{t_1}} \cdot \frac{1}{\eta_M}$$

$$P_{\text{äqu1}} = 65.317 \text{ W}$$

$$P_{\text{äqu2}} := \sqrt{\frac{P_{M2}^2 \cdot t_{a22} + P_{L2}^2 \cdot t_{c2}}{t_2}} \cdot \frac{1}{\eta_M}$$

$$P_{\text{äqu2}} = 86.023 \text{ W}$$

$$P_{\text{äqu3}} := \sqrt{\frac{P_{M3}^2 \cdot t_{a32} + P_{L3}^2 \cdot t_{c3}}{t_3}} \cdot \frac{1}{\eta_M}$$

$$P_{\text{äqu3}} = 104.672 \text{ W}$$

$$P_{\ddot{a}qu4} := \sqrt{\frac{P_{M4}^2 \cdot t_{a42} + P_{L4}^2 \cdot t_{c4}}{t_4}} \cdot \frac{1}{\eta_M} \quad P_{\ddot{a}qu4} = 116.247 \text{ W}$$

$$P_{\ddot{a}qu5} := \sqrt{\frac{P_{M5}^2 \cdot t_{a52} + P_{L5}^2 \cdot t_{c5}}{t_5}} \cdot \frac{1}{\eta_M} \quad P_{\ddot{a}qu5} = 131.045 \text{ W}$$

$$P_{\ddot{a}qu6} := \sqrt{\frac{P_{M6}^2 \cdot t_{a62} + P_{L6}^2 \cdot t_{c6}}{t_6}} \cdot \frac{1}{\eta_M} \quad P_{\ddot{a}qu6} = 158.997 \text{ W}$$

Wirtschaftlichkeit:

Energiebedarfe pro Hub:

$$\text{Energiebedarf}_1 := P_{\ddot{a}qu1} \cdot t_1 \quad \text{Energiebedarf}_1 = 0.000018 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_2 := P_{\ddot{a}qu2} \cdot t_2 \quad \text{Energiebedarf}_2 = 0.000024 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_3 := P_{\ddot{a}qu3} \cdot t_3 \quad \text{Energiebedarf}_3 = 0.000029 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_4 := P_{\ddot{a}qu4} \cdot t_4 \quad \text{Energiebedarf}_4 = 0.000032 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_5 := P_{\ddot{a}qu5} \cdot t_5 \quad \text{Energiebedarf}_5 = 0.000036 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_6 := P_{\ddot{a}qu6} \cdot t_6 \quad \text{Energiebedarf}_6 = 0.000044 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

Energiebedarfe pro Jahr:

$$\text{Energiebedarf}_{a1} := \text{Energiebedarf}_1 \cdot \frac{h}{t_1} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS} \quad \text{Energiebedarf}_{a1} = 338.604149 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_{a2} := \text{Energiebedarf}_2 \cdot \frac{h}{t_2} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS} \quad \text{Energiebedarf}_{a2} = 445.9445351 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_{a3} := \text{Energiebedarf}_3 \cdot \frac{h}{t_3} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS} \quad \text{Energiebedarf}_{a3} = 542.618519 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_{a4} := \text{Energiebedarf}_4 \cdot \frac{h}{t_4} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS} \quad \text{Energiebedarf}_{a4} = 602.625 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_{a5} := \text{Energiebedarf}_5 \cdot \frac{h}{t_5} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS} \quad \text{Energiebedarf}_{a5} = 679.3370847 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$\text{Energiebedarf}_{a6} := \text{Energiebedarf}_6 \cdot \frac{h}{t_6} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS} \quad \text{Energiebedarf}_{a6} = 824.239 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

Energiekosten pro Hub:

$\text{Energiekosten}_1 := \text{Energiebedarf}_1 \cdot \text{SP}$	$\text{Energiekosten}_1 = 0.0000022 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_2 := \text{Energiebedarf}_2 \cdot \text{SP}$	$\text{Energiekosten}_2 = 0.0000029 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_3 := \text{Energiebedarf}_3 \cdot \text{SP}$	$\text{Energiekosten}_3 = 0.0000035 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_4 := \text{Energiebedarf}_4 \cdot \text{SP}$	$\text{Energiekosten}_4 = 0.0000039 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_5 := \text{Energiebedarf}_5 \cdot \text{SP}$	$\text{Energiekosten}_5 = 0.0000044 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_6 := \text{Energiebedarf}_6 \cdot \text{SP}$	$\text{Energiekosten}_6 = 0.0000053 \text{ Eur}$

Energiekosten pro Jahr und bei durchgehendem Betrieb lt.  
Vorgaben:

$\text{Energiekosten}_1 := \text{Energiekosten}_1 \cdot \frac{h}{t_1} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS}$	$\text{Energiekosten}_1 = 40.63 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_2 := \text{Energiekosten}_2 \cdot \frac{h}{t_2} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS}$	$\text{Energiekosten}_2 = 53.51 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_3 := \text{Energiekosten}_3 \cdot \frac{h}{t_3} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS}$	$\text{Energiekosten}_3 = 65.11 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_4 := \text{Energiekosten}_4 \cdot \frac{h}{t_4} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS}$	$\text{Energiekosten}_4 = 72.32 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_5 := \text{Energiekosten}_5 \cdot \frac{h}{t_5} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS}$	$\text{Energiekosten}_5 = 81.52 \text{ Eur}$
$\text{Energiekosten}_6 := \text{Energiekosten}_6 \cdot \frac{h}{t_6} \cdot \text{AT} \cdot \text{BS}$	$\text{Energiekosten}_6 = 98.91 \text{ Eur}$



**Pneumatikachse Festo DGPL-25-1000-GF-PPV**

Umgebungsdruck nach physikalischem Normzustand:  $p_0 := 1.01325 \cdot \text{bar}$

Umgebungstemperatur:  $T_0 := 293.15 \cdot \text{K}$

Betriebsdruck:  $p_B := 6 \cdot \text{bar}$

Betriebstemperatur:  $T_B := 293.15 \cdot \text{K}$

Anzahl der Richtungsänderungen:  $AP := 1$

Leitung: Festo PNU 8

Schlauchlängr Ventil > Zylinder:  $l_{vz} := 0.2 \cdot \text{m}$

Schlauchdurchmesser:  $d_{\text{Schl}} := 8 \cdot \text{mm}$

Daten Pneumatikzylinder: Festo DGPL-25-1000-GF-PPV

Kolbendurchmesser:  $D_K := 25 \cdot \text{mm}$

Stangendurchmesser:  $d_S := 0 \cdot \text{mm}$

max. Arbeitshub:  $h_Z := 1000 \cdot \text{mm}$

Wirkungsgrad:  $\eta_Z := 0.88$

bewegte Masse:  $m_Z := 0.12 \cdot \text{kg}$

effektive Fläche Kolbenseitig:

$$A_{\text{aus}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_K^2 \quad A_{\text{aus}} = 490.874 \text{ mm}^2$$

effektive Fläche Kolbenstangenseitig:

$$A_{\text{ein}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_K^2 - d_S^2) \quad A_{\text{ein}} = 490.874 \text{ mm}^2$$

theoretische Schubkräfte bei  $p_B$ :

$$F_{\text{aus}} := p_B \cdot A_{\text{aus}} \cdot \eta_Z$$

$$F_{\text{aus}} = 259.181 \text{ N}$$

$$F_{\text{ein}} := p_B \cdot A_{\text{ein}} \cdot \eta_Z$$

$$F_{\text{ein}} = 259.181 \text{ N}$$

Volumen der jeweiligen Wege s pro Zyklus (Luft im technischen Normalzustand):

$$V_{\text{aus1\_N}} := A_{\text{aus}} \cdot s_1 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0}$$

$$V_{\text{aus1\_N}} = 3.381 \text{ l}$$

$$V_{\text{aus2\_N}} := A_{\text{aus}} \cdot s_2 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0}$$

$$V_{\text{aus2\_N}} = 3.381 \text{ l}$$

$$V_{\text{aus3\_N}} := A_{\text{ein}} \cdot s_3 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0}$$

$$V_{\text{aus3\_N}} = 3.381 \text{ l}$$

$$V_{\text{aus4\_N}} := A_{\text{aus}} \cdot s_4 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0}$$

$$V_{\text{aus4\_N}} = 3.381 \text{ l}$$

$$V_{\text{aus5\_N}} := A_{\text{ein}} \cdot s_5 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0}$$

$$V_{\text{aus5\_N}} = 3.381 \text{ l}$$

$$V_{\text{aus6\_N}} := A_{\text{aus}} \cdot s_6 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0}$$

$$V_{\text{aus6\_N}} = 3.381 \text{ l}$$

$$V_{\text{Schl\_N}} := \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{Schl}}^2 \cdot l_{\text{vz}} \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0}$$

$$V_{\text{Schl\_N}} = 0.071$$

Gesamtverbrauch an komprimierter Luft pro Jahr:

$$V_{\text{ges\_a1}} := V_{\text{aus1\_N}} \cdot h \cdot n_1 \cdot BS \cdot AT$$

$$V_{\text{ges\_a1}} = 6.309 \times 10^7 \text{ l}$$

$$V_{\text{ges\_a1}} = 63090.385 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{ges\_a2}} := V_{\text{aus2\_N}} \cdot h \cdot BS \cdot AT$$

$$V_{\text{ges\_a2}} = 6.309 \times 10^7 \text{ s l}$$

$$V_{\text{ges\_a2}} = 63090.385 \text{ m}^3 \text{ s}$$

$$V_{\text{ges\_a3}} := V_{\text{aus3\_N}} \cdot h \cdot BS \cdot AT$$

$$V_{\text{ges\_a3}} = 6.309 \times 10^7 \text{ s l}$$

$$V_{\text{ges\_a3}} = 63090.385 \text{ m}^3 \text{ s}$$

$$V_{\text{ges\_a4}} := V_{\text{aus4\_N}} \cdot h \cdot BS \cdot AT$$

$$V_{\text{ges\_a4}} = 6.309 \times 10^7 \text{ s l}$$

$$V_{\text{ges\_a4}} = 63090.385 \text{ m}^3 \text{ s}$$

$$V_{ges\_a5} := V_{aus5\_N} \cdot h \cdot BS \cdot AT$$

$$V_{ges\_a5} = 6.309 \times 10^7 \text{ s l}$$

$$V_{ges\_a5} = 63090.385 \text{ m}^3 \text{ s}$$

$$V_{ges\_a6} := V_{aus6\_N} \cdot h \cdot BS \cdot AT$$

$$V_{ges\_a6} = 6.309 \times 10^7 \text{ s l}$$

$$V_{ges\_a6} = 63090.385 \text{ m}^3 \text{ s}$$

drucknormierter Nenndurchfluß:

$$Q_{aus1N} := A_{aus} \cdot s_1 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0} \cdot n_1$$

$$Q_{aus1N} = 202.837 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{aus2N} := A_{aus} \cdot s_2 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0} \cdot n_2$$

$$Q_{aus2N} = 202.837 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{aus3N} := A_{aus} \cdot s_3 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0} \cdot n_3$$

$$Q_{aus3N} = 202.837 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{aus4N} := A_{aus} \cdot s_4 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0} \cdot n_4$$

$$Q_{aus4N} = 202.837 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{aus5N} := A_{aus} \cdot s_5 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0} \cdot n_5$$

$$Q_{aus5N} = 202.837 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{aus6N} := A_{aus} \cdot s_6 \cdot \left( \frac{p_B + p_0}{p_0} \right) \cdot \frac{T_B}{T_0} \cdot n_6$$

$$Q_{aus6N} = 202.837 \frac{1}{\text{min}}$$

wirkende Kräfte am Zylinder:  
notwendige Kraft zur Überwindung der  
Steigung:

$$\sum F = m \cdot \ddot{x} = F(t) + (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2) - F_R$$

$$F_{ab1p} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z1} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{ab1p} = 0 \text{ N}$$

$$F_{ab2p} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z2} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{ab2p} = 0 \text{ N}$$

$$F_{ab3p} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z3} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{ab3p} = 0 \text{ N}$$

$$F_{ab4p} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z4} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{ab4p} = 0 \text{ N}$$

$$F_{ab5p} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z5} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{ab5p} = 0 \text{ N}$$

$$F_{ab6p} := \sin(\alpha) \cdot (m_L + m_{z6} + m_Z) \cdot g$$

$$F_{ab6p} = 0 \text{ N}$$

zu erbringende Beschleunigungskraft:

$F_{A1} := (m_L + m_{z1} + m_Z) \cdot a_1$	$F_{A1} = 8.6 \text{ N}$
$F_{A2} := (m_L + m_{z2} + m_Z) \cdot a_2$	$F_{A2} = 31.1 \text{ N}$
$F_{A3} := (m_L + m_{z3} + m_Z) \cdot a_3$	$F_{A3} = 50.1 \text{ N}$
$F_{A4} := (m_L + m_{z4} + m_Z) \cdot a_4$	$F_{A4} = 61.6 \text{ N}$
$F_{A5} := (m_L + m_{z5} + m_Z) \cdot a_5$	$F_{A5} = 76.1 \text{ N}$
$F_{A6} := (m_L + m_{z6} + m_Z) \cdot a_6$	$F_{A6} = 103.1 \text{ N}$

gesamte aufzubringende Kraft des Zylinders:

$F_{W1p} := F_{A1} + (F_{ab1p} + F_{zus}) \cdot BR1$	$F_{W1p} = 8.6 \text{ N}$
$F_{W2p} := F_{A2} + (F_{ab2p} + F_{zus}) \cdot BR2$	$F_{W2p} = 31.1 \text{ N}$
$F_{W3p} := F_{A3} + (F_{ab3p} + F_{zus}) \cdot BR3$	$F_{W3p} = 50.1 \text{ N}$
$F_{W4p} := F_{A4} + (F_{ab4p} + F_{zus}) \cdot BR4$	$F_{W4p} = 61.6 \text{ N}$
$F_{W5p} := F_{A5} + (F_{ab5p} + F_{zus}) \cdot BR5$	$F_{W5p} = 76.1 \text{ N}$
$F_{W6p} := F_{A6} + (F_{ab6p} + F_{zus}) \cdot BR6$	$F_{W6p} = 103.1 \text{ N}$

Theoretische Ermittlung des Wirkungsgrades zur Druckluftherzeugung:

$p_0 := 1 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$	Bezugsdruck nach technischem Normzustand
$T_0 := 293.15 \cdot \text{K}$	Bezugstemperatur nach technischem Normzustand
$p_1 := 1 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$	Druck der angesaugten Luft
$T_1 := 293.15 \cdot \text{K}$	Temperatur der angesaugten Luft
$p_{B\_K} := 9.5 \cdot \text{bar}$	vom Kompressor zu erzeugender Druck
$LF := 30 \cdot \%$	Leckagefaktor (angesetzt mit 30 % der effektiven Liefermenge)
$\eta_K := 0.7$	Wirkungsgrad des Kompressor-motors
$\kappa := 1.4$	Isentropenexponent für Luft
$n := 1.02$	Polytropenexponent für polytrope Zustandsänderung

$V_K := \frac{10668 \cdot \text{m}^3}{96 \cdot \text{h}}$	$V_K = 1.852 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$	gemessene effektive Liefermenge des Kompressors
$V_{Kn} := \frac{p_0 \cdot T_1}{p_1 \cdot T_0} \cdot V_K$	$V_{Kn} = 1.852 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$	genormte effektive Liefermenge des Kompressors
$P_K := \frac{n \cdot p_1 \cdot V_K}{(n-1) \cdot \eta_K} \cdot \left[ \left( \frac{p_{B-K}}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$		
$P_K = 10.15 \text{ kW}$		theoretisch benötigte elektrische Leistung
$Q^\circ := \frac{n-\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{n} \cdot P_K$	$Q^\circ = -9.453 \text{ kW}$	abgeführter Wärmestrom
$V_{Ab} := \frac{ Q^\circ }{P_K}$	$V_{Ab} = 93.137 \%$	Verlust durch Abwärme resultierend aus Verdichtung
$\eta_{DL} := 1 - V_{Ab}$	$\eta_{DL} = 0.069$	Wirkungsgrad der Druckluftherzeugung
	$\eta_{DL} = 7 \%$	
$P_{\text{spez}} := \frac{P_K}{V_{Kn} \cdot (1 - LF)}$	$P_{\text{spez}} = 0.1305 \frac{\text{kW} \cdot \text{h}}{\text{m}^3}$	theoretische vom Kompressor zur Herstellung eines $\text{m}^3$ Druckluft benötigte elektrische Energie
$P_{\text{spez}_g} := \frac{14.995 \cdot \text{kW}}{1.844 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}$	$P_{\text{spez}_g} = 0.136 \frac{\text{kW} \cdot \text{h}}{\text{m}^3}$	Anhand von Messwerten der Druckluftstation der SITEC Industrietechnologie ermittelte spezifische Leistung

Energiekosten pro Kubikmeter:

Energiekosten_P1 := $P_{\text{spez}} \cdot \text{SP}$	Energiekosten_P1 = $0.0157 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3}$
Energiekosten_P2 := $P_{\text{spez}} \cdot \text{SP}$	Energiekosten_P2 = $0.0157 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3}$
Energiekosten_P3 := $P_{\text{spez}} \cdot \text{SP}$	Energiekosten_P3 = $0.0157 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3}$
Energiekosten_P4 := $P_{\text{spez}} \cdot \text{SP}$	Energiekosten_P4 = $0.0157 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3}$
Energiekosten_P5 := $P_{\text{spez}} \cdot \text{SP}$	Energiekosten_P5 = $0.0157 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3}$

$$\text{Energiekosten\_P6} := P_{\text{spez}} \cdot SP$$

$$\text{Energiekosten\_P6} = 0.0157 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3}$$

Energiekosten pro Jahr:

$$\text{Energiekosten\_P1} := V_{\text{ges\_a1}} \cdot P_{\text{spez}} \cdot SP$$

$$\text{Energiekosten\_P1} = 987.87 \text{ Eur}$$

$$\text{Energiekosten\_P2} := V_{\text{ges\_a2}} \cdot P_{\text{spez}} \cdot SP$$

$$\text{Energiekosten\_P2} = 987.87 \text{ s Eur}$$

$$\text{Energiekosten\_P3} := V_{\text{ges\_a3}} \cdot P_{\text{spez}} \cdot SP$$

$$\text{Energiekosten\_P3} = 987.87 \text{ s Eur}$$

$$\text{Energiekosten\_P4} := V_{\text{ges\_a4}} \cdot P_{\text{spez}} \cdot SP$$

$$\text{Energiekosten\_P4} = 987.87 \text{ s Eur}$$

$$\text{Energiekosten\_P5} := V_{\text{ges\_a5}} \cdot P_{\text{spez}} \cdot SP$$

$$\text{Energiekosten\_P5} = 987.87 \text{ s Eur}$$

$$\text{Energiekosten\_P6} := V_{\text{ges\_a6}} \cdot P_{\text{spez}} \cdot SP$$

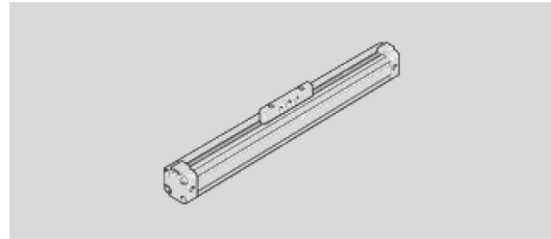
$$\text{Energiekosten\_P6} = 987.87 \text{ s Eur}$$

## Anlage 2: Datenblätter der Linearachsen

### Datenblatt - Linearantrieb DGP-25- - - 175134

**FESTO**

Funktion



Merkmal	Werte
Hub	10 - 3.000 mm
Kolben-Durchmesser	25 mm
Dämpfung	PPV: pneumatische Dämpfung beidseitig einstellbar
Einbaulage	beliebig
Führung	Grundführung Gleitführung Kugelumlauführung Schwerlastführung
Mitnahmeprinzip	formschlüssig (Schlitz)
Positionserkennung	für Näherungsschalter mit Wegmesssystem angebaut mit Wegmesssystem integriert
Varianten	CT: Kupfer- und PTFE-frei D2: Druckluftanschluss beidseitig GA: Geschützte Ausführung GK: Schlitten Standard GV: Schlitten verlängert KH: Feststelleinheit hinten KU: Feststelleinheit, Ausführung unten KV: Feststelleinheit vorne
Betriebsdruck	2 - 8 bar
Funktionsweise	doppeltwirkend
ATEX-Kategorie Gas	II 2G
Ex-Zündschutzart Gas	c T4
Ex-Umgebungstemperatur	-10°C ≤ Ta ≤ +60°C
Betriebsmedium	gefilterte, nicht geölte Druckluft gefilterte, geölte Druckluft
CE-Zeichen (siehe Konformitätserklärung)	nach EU-EMV-Richtlinie



Merkmal	Werte
	nach EU-Ex-Schutz-Richtlinie (ATEX)
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	0 1 2
Schutzart	IP65
Umgebungstemperatur	-10 - 60 °C
Dämpfungslänge	18 mm
Theoretische Kraft bei 6 bar, Rücklauf	295 N
Theoretische Kraft bei 6 bar, Vorlauf	295 N
Alternativanschlüsse	siehe Produktzeichnung
Pneumatischer Anschluss	G1/8
Werkstoffhinweis	Kupfer- und PTFE-frei
Werkstoffinformation Deckel	Aluminium-Guss beschichtet
Werkstoffinformation Dichtungen	NBR TPE-U(PU)
Werkstoffinformation Gehäuse	Aluminium eloxiert



 **Neu**



## Zahnriemenachsen EGC-TB-KF, mit Kugelumlauführung

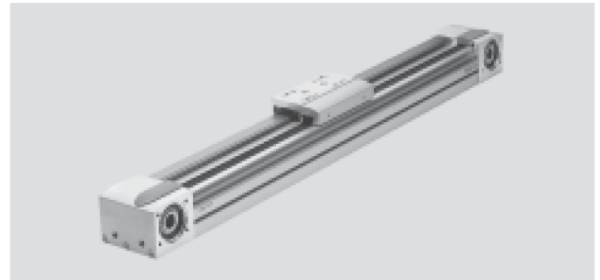
**FESTO**

Datenblatt

Funktion



-  - Baugröße  
50 ... 185
-  - Hublänge  
50 ... 8 500 mm



Allgemeine Technische Daten						
Baugröße		50	70	80	120	185
Konstruktiver Aufbau		Elektromechanische Achse mit Zahnriemen				
Führung		Kugelumlauführung				
Einbaulage		beliebig				
Arbeitshub	GK/GP [mm]	50 ... 1 900	50 ... 5 000	50 ... 8 500	50 ... 8 500	50 ... 8 500
	GV/GQ [mm]	50 ... 1 900	50 ... 5 000	50 ... 8 500	50 ... 8 400	50 ... 8 400
Max. Vorschubkraft $F_x$	[N]	50	100	350	800	2 500
Max. Leerlaufdrehmoment <sup>1)</sup>	[Nm]	0,072	0,18	0,4	0,8	4,05
Max. Leerlauf-Verschiebewiderstand <sup>1)</sup>	[N]	8	14,5	28	40,2	110
Max. Antriebsmoment	[Nm]	0,46	1,24	5	16	93
Max. Geschwindigkeit	[m/s]	3	5			
Max. Beschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]	50				
Wiederholgenauigkeit	[mm]	±0,08				±0,1

1) Bei 0,2 m/s, mit Variante GK oder GV

Betriebs- und Umweltbedingungen		
Umgebungstemperatur	[°C]	-10 ... +60
Schutzart		IP40
Einschaltdauer	[%]	100

Gewichte [kg]						
Baugröße		50	70	80	120	185
Grundgewicht bei 0 mm Hub <sup>1)</sup>	GK/GP	0,62	1,85	3	10,5	32,6
	GV/GQ	–	2,47	3,9	12,6	36,8
Gewichtszuschlag pro 1 000 mm Hub		1,9	4,4	6,2	15	30
Bewegte Masse	GK/GP	0,13	0,37	0,62	2,18	6,5
	GV/GQ	–	0,55	0,9	2,73	7,72
Zusatzschlitten	KL/KR	0,08	0,3	0,55	2	6

1) Inkl. Schlitten



## Zahnriemenachsen EGC-TB-KF, mit Kugelumlauführung

FESTO

Datenblatt

Zahnriemen						
Baugröße		50	70	80	120	185
Teilung	[mm]	2	3	3	5	8
Dehnung <sup>1)</sup>	[%]	0,094	0,08	0,24	0,13	0,29
Wirkdurchmesser	[mm]	18,46	24,83	28,65	39,79	73,85
Vorschubkonstante	[mm/U]	58	78	90	125	232

1) Bei max. Vorschubkraft

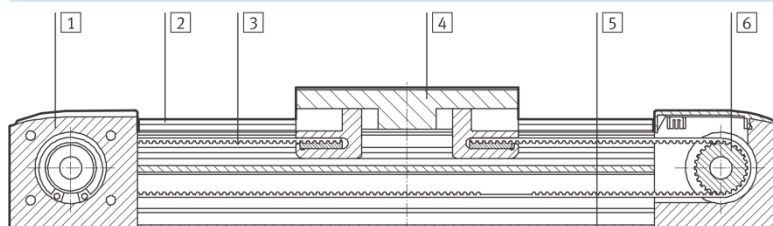
Massenträgheitsmoment						
Baugröße		50	70	80	120	185
$J_O$	GK [kg mm <sup>2</sup> ]	16,94	83,34	205,9	1 241	17 976
	GV [kg mm <sup>2</sup> ]	–	110	265	1 465	19 690
$J_H$ pro Meter Hub	[kg mm <sup>2</sup> /m]	2,6	10,6	18,8	93	760
$J_L$ pro kg Nutzlast	[kg mm <sup>2</sup> /Kg]	85	154	205	396	1 363,5
$J_W$	GK [kg mm <sup>2</sup> ]	3,56	56,32	126,73	861	8 846
	GV [kg mm <sup>2</sup> ]	–	82,52	185,22	1 080	10 523

Das Massenträgheitsmoment  $J_A$  der gesamten Achse wird wie folgt berechnet:

$$J_A = J_O + J_W + J_H \times \text{Arbeitshub [m]} + J_L \times m_{\text{Nutzlast [kg]}}$$

### Werkstoffe

Funktionsschnitt



Achse		
1	Antriebsdeckel	Aluminium-Knetlegierung, eloxiert
2	Führungsschiene	Stahl, hochlegiert
3	Zahnriemen	Polychloroprene mit Glascord und Nylonüberzug
4	Schlitten	Aluminium-Knetlegierung, eloxiert
5	Profil	Aluminium-Knetlegierung, eloxiert
6	Zahnriemenscheibe	Stahl, nichtrostend
Werkstoffhinweis		RoHS-konform
		LABS-haltige Stoffe enthalten

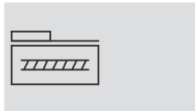


## Spindelachsen EGC-BS-KF, mit Kugelumlaufführung

FESTO

Datenblatt

Funktion



- Ø - Baugröße  
70 ... 185
- I - Hublänge  
50 ... 3 000 mm



Allgemeine Technische Daten									
Baugröße		70		80		120		185	
Spindelsteigung		10		10	20	10	25	40	
Konstruktiver Aufbau		Elektromechanische Achse mit Kugelumlaufspindel							
Führung		Kugelumlaufführung							
Einbaulage		beliebig							
Arbeitshub	GK/GP [mm]	50 ... 1 000		50 ... 2 000		50 ... 2 500		50 ... 3 000	
	GV/GQ [mm]	50 ... 900		50 ... 1 900		50 ... 2 400		50 ... 2 900	
Max. Vorschubkraft $F_x$	[N]	300		600		1 300		3 000	
Leerlaufdrehmoment	[Nm]	0,1		0,1	0,2	0,5	0,6	1,5	
bei min. Verfahrgeschwindigkeit	[m/s]	0,05		0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	
Leerlaufdrehmoment	[Nm]	0,2		0,3	0,45	1	1,4	4,3	
bei max. Verfahrgeschwindigkeit	[m/s]	0,5		0,5	1	0,6	1,5	2	
Max. Radialkraft <sup>1)</sup>	[N]	220		250		500		4 000	
Max. Drehzahl <sup>2)</sup>	[U/min]	3 000		3 000		3 600		3 000	
Max. Beschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]	15							
Wiederholgenauigkeit	[mm]	±0,02							

1) Am Antriebsschaft

2) Drehzahl und Geschwindigkeit sind hubabhängig

Betriebs- und Umweltbedingungen		
Umgebungstemperatur	[°C]	-10 ... +60
Schutzart		IP40
Einschaltdauer	[%]	100

Gewichte [kg]						
Baugröße		70	80	120	185	
Grundgewicht bei 0 mm Hub <sup>1)</sup>	GK/GP	1,5	2,7	12,5	30	
	GV/GQ	2	3,5	14,4	34,5	
Gewichtszuschlag pro 1 000 mm Hub		5	8	19	39	
Bewegte Masse	GK/GP	0,4	0,74	2,4	8,6	
	GV/GQ	0,6	0,95	2,9	9,85	
Zusatzschlitten		KL/KR	0,3	0,55	2	6

1) Inkl. Schlitten



## Spindelachsen EGC-BS-KF, mit Kugelumlaufführung

FESTO

Datenblatt

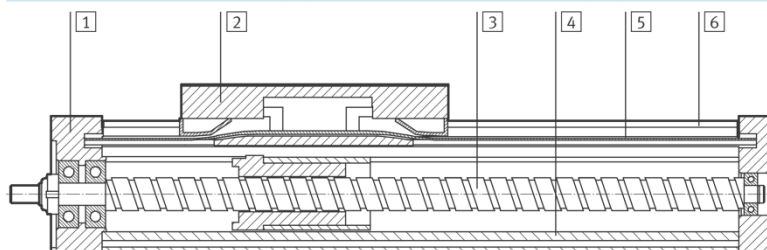
Spindel		70		80		120		185	
Baugröße		70		80		120		185	
Durchmesser	[mm]	12		15		25		40	
Steigung	[mm/U]	10		10		10		25	
				20				40	
Massenträgheitsmoment		70		80		120		185	
Baugröße		70		80		120		185	
Spindelsteigung		10		10		10		25	
$J_O$	GK [kg mm <sup>2</sup> ]	1,99		5,2		64,46		594	
	GV [kg mm <sup>2</sup> ]	3,41		8,67		92		774,71	
$J_H$ pro Meter Hub	[kg mm <sup>2</sup> /m]	1,42		3,46		27,56		180,31	
$J_L$ pro kg Nutzlast	[kg mm <sup>2</sup> /Kg]	2,53		2,53		10,13		15,83	
$J_W$	GK [kg mm <sup>2</sup> ]	1,04		1,86		6,09		38,06	
	GV [kg mm <sup>2</sup> ]	1,48		2,34		9,35		45,85	

Das Massenträgheitsmoment  $J_A$  der gesamten Achse wird wie folgt berechnet:

$$J_A = J_O + J_W + J_H \times \text{Arbeitshub [m]} + J_L \times m_{\text{Nutzlast [kg]}}$$

### Werkstoffe

Funktionsschnitt



Achse		
1	Abschlussdeckel	Aluminium-Knetlegierung, eloxiert
2	Schlitten	Aluminium-Knetlegierung, eloxiert
3	Spindel	Stahl
4	Profil	Aluminium, eloxiert
5	Abdeckband	Polyurethan
6	Führungsschiene	Stahl, hochlegiert
Werkstoffhinweis		RoHS-konform

### Anlage 3: LCC relevante Kostenarten

Vor der Nutzung	Informationsbereitstellung durch den		Kosten Alternative (A)	Kosten Alternative (B)
	Betreiber	Hersteller		
<b>Allgem. Beschaffungskosten</b>				
Anschaffungspreis pro Maschine		X		
Kapitalbeschaffungskosten	X			
Frachtkosten		X		
Zusätzliche Garantiekosten		X		
Kosten für Umbaumaßnahmen	X			
Kosten für Aufbau/Einbau		X		
Kosten der Inbetriebnahme	X	(X)		
Ersatzteilkosten (Erstausrüstung)		X		
Kosten zusätzlicher Anlagen (Peripheriegeräte)	(X)	X		
Planungs- und Angebotskosten				
<b>Folgekosten der Beschaffung</b>				
Personalbeschaffungskosten	X			
Kosten für zusätzliches Personal	X			
Kosten für Schulungen	X	X		
Reisekosten	(X)	X		
Hardwarekosten	(X)	X		
Softwarekosten	(X)	X		
<b>Weitere Bewertungskriterien</b>				
Lieferzeit		X	-	-
Marktstellung des Lieferanten	X		-	-
Kundenorientierung	X		-	-
Garantieleistungen		X	-	-
<b>Gesamtkosten</b>				

Während der Nutzung	Kosten pro Einheit	Einmalige Kosten	Summe Kosten	Erlöse
<b>Betriebsstoffe</b>				
Druckluft in Norm-m <sup>3</sup>				-
Hydrauliköl				-
Elektrische Leistungsaufnahme im Leerlauf				-
Elektrische Leistungsaufnahme unter Last				-
Personalaufwand für Bedienung				-
Notwendige Qualifikation				-
Raumkosten pro m <sup>2</sup>				-
Werkzeugkosten				-
<b>Hilfsstoffe</b>				
Wasser				-
Gase				-
Schmiermittel				-
Kühlmittel				-
Hydrauliköl				-
<b>Instandhaltungskosten/Ersatzteile</b>				
Wartungsaufwand				-
Instandsetzungsaufwand				-
Generalüberholung/Revision				-
Ersatzteilkosten/Ersatzteilbevorratung				-
Kosten für Service				-
Garantieleistungen				-
Kosten für Software/Softwareentwicklung				-
Änderungskosten				-

<b>Leistungs- und Qualitätsangaben</b>				
Produktionskapazität (Maschinenleistung)				
Garantierte technische Verfügbarkeit (nach VDI 3423)				
Meantime Between Failure (MTBF)				
Meantime To Repair (MTTR)				
Rüstzeiten				
Reaktionszeit des Kundendienstes				
<b>Gesamt</b>				

Nach der Nutzung	Kosten	Erlöse
<b>Außerbetriebnahme</b>		
Entsorgung von Betriebsstoffen		-
Demontagekosten		-
Sanierungskosten		-
Kosten für notwendige Gutachten		-
<b>Verwertung</b>		
Verkauf		
Recyclingkosten/Wiederverwendung		
Verschrottung		
Auflösung des Lagerbestands/ Verwertung der Ersatzteile		
Weiterverwendungswert		
<b>Gesamt</b>		



## **Selbstständigkeitserklärung**

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche gekennzeichnet.

Mittweida, den 14.04.2010